

**TUGAS AKHIR - ME 091329**

# **PERANCANGAN SISTEM PERMESINAN DAN SISTEM PENGGERAK PADA AUGER CUTTER SUCTION DREDGER (ACSD) SEBAGAI METODE PENGERUKAN DI WADUK**

**ANDRI PRASETYO HERMAWAN**  
**NRP 4211106009**

**Dosen Pembimbing:**  
**Ir. Agoes Santoso, M.Sc, M.Phil**  
**Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.**

**Jurusan Teknik Sistem Perkapalan**  
**Fakultas Teknologi Kelautan**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2014**

FINAL PROJECT - ME 091329

# DESIGN OF MACHINERY SYSTEM AND PROPULSION SYSTEM ON AUGER CUTTER SUCTION DREDGER (ACSD) AS A DREDGING METHODE IN THE RESERVOIR

ANDRI PRASETYO HERMAWAN  
NRP 4211106009

Consulting Lecturer:  
Ir. Agoes Santoso, M.Sc, M.Phil  
Ir. Tony Bambang Musriyadi, M, PGD.

Department Of Marine Engineering  
Faculty Of Ocean Technology  
Sepuluh Nopember Institut of Technology  
Surabaya 2014

**LEMBAR PENGESAHAN**

**PERANCANGAN SISTEM PERMESINAN DAN  
SISTEM PENGGERAK PADA AUGER CUTTER  
SUCTION DREDGER (ACSD) SEBAGAI METODE  
PENGERUKAN DI WADUK**

**SKRIPSI**

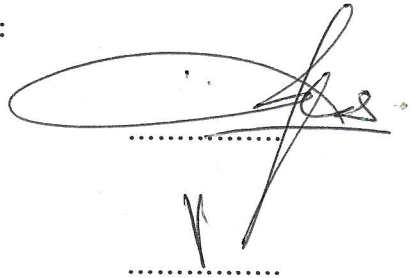
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Marine Manufacture and Design (MMD)  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :  
**ANDRI PRASETYO HERMAWAN**  
NRP 4211 106 009

Disetujui oleh Pembimbing SKRIPSI :

Ir. Agoes Santoso, M.Sc.M.Phil

Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.



.....

.....

SURABAYA  
Februari 2014

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

**LEMBAR PENGESAHAN**

**PERANCANGAN SISTEM PERMESINAN DAN  
SISTEM PENGGERAK PADA AUGER CUTTER  
SUCTION DREDGER (ACSD) SEBAGAI METODE  
PENGERUKAN DI WADUK**

**SKRIPSI**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

Bidang Studi Marine Manufacture and Design (MMD)  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**ANDRI PRASETYO HERMAWAN**  
NRP 4211 106 009

Disetujui oleh Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan :

Dr. Ir. A.A. Masroeri, M.Eng.



**SURABAYA**  
**Februari 2014**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

# **PERANCANGAN SISTEM PERMESINAN DAN SISTEM PENGGERAK PADA AUGER CUTTER SUCTION DREDGER (ACSD) SEBAGAI METODE PENGERUKAN DI WADUK**

**Nama Mahasiswa : Andri Prasetyo Hermawan**  
**NRP : 4211 106 009**  
**Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS**  
**Dosen Pembimbing : Ir. Agoes Santoso, M.Sc.M.Phil**  
**Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.**

## **Abstrak**

*Auger Cutter Suction Dredger (ACSD)* adalah salah satu jenis kapal keruk dari beberapa jenis kapal keruk yang ada. Sistem permesinan yang beroperasi pun lebih bervariasi karena selain kapal harus bergerak (*moving*) kapal juga melakukan aktivitasnya dalam melakukan pengerukan. Dalam operasinya, kapal keruk ini akan bekerja di area waduk. Dan juga sangat cocok di aplikasikan di sungai dan rawa. Dalam perancangan sistem permesinannya ada beberapa parameter yang perlu diperhatikan antara lain lokasi pengerukan, kapasitas produksi, kedalaman pengerukan, jenis material yang akan dikeruk, ukuran kapal, dan akses menuju ke tempat kerja. Dalam skripsi ini, akan dilakukan beberapa variasi perhitungan, analisa dan desain rencana umum kapal keruk ACSD. Perhitungan dan analisa yang dilakukan pada sistem permesinannya antara lain perhitungan kapasitas dan penentuan pompa hisap, perhitungan dan pemilihan mesin *Independent drive*, pemilihan *cutter head*, perhitungan kapasitas dan penentuan *ladder winch suction pipe*, serta desain kapal keruk yang direncanakan. Selanjutnya, setelah

dilakukan perhitungan dan analisa tersebut, penentuan spesifikasi dijadikan dasar dalam pemilihan komponen / unit pada sistem permesinan kapal keruk ACSO tersebut.

Kata kunci: *Auger Cutter Suction Dredger, Sistem permesinan, Ladder winch suction pipe, Pompa.*



# **DESIGN OF MACHINERY SYSTEM AND PROPULSION SYSTEM ON AUGER CUTTER SUCTION DREDGER (ACSD) AS A DREDGING METHODE IN THE RESERVOIR**

**Student Name : Andri Prasetyo Hermawan**  
**NRP : 4211 106 009**  
**Departement : Marine Engineering FTK-ITS**  
**Consulting Lecture : Ir. Agoes Santoso, M.Sc.M.Phil**  
**Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.**

## **Abstract**

Auger Cutter Suction Dredger (ACSD) is one kind of several types of dredges. Machinery system that operate more varied because to moving the ship also perform dredging activities. In operation, the dredger will work in basin, river and marsh area. In its design of machinery system there are a few parameters that need to be considered include the dredging location, production capacity, dredging depth, type of material to be dredged, vessel size, and access to the workplace. In this thesis, will be some variation in the calculation, analysis and design arrangement of dredger ship (ACSD). Calculation and analysis of the machinery sistem is a capacity calculation and determination of the suction pump, calculation and selection of the independent engine drive, selection of the cutterhead, capacity calculation and determination of the ladder winch suction pipe, as well as design of general arrangement dredger ship. Furthermore, after the calculation and analysis, variation will be determined of specification we used as the basis for the

selection of components / units in machinery system on the dredger ship ACSD .

*Keywords: Auger Cutter Suction Dredger, Machinery system, Ladder winch suction pipe, Pump.*

## **KATA PENGANTAR**

Alhamdulillah hirobbil alamin, puji syukur kehadiran Allah SWT atas semua nikmat dan anugerah yang diberikan selama ini, sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini dengan baik, dengan berjudul “ Perancangan Sistem Permesinan Dan Sistem Penggerak Pada Auger Cutter Suction Dredger (ACSD) Sebagai Metode Pengerukan Di Waduk “ ini dengan tepat waktu.

Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan dalam menyelesaikan pendidikan Strata 1 (S1) pada Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Dengan dukungan dan semangat yang telah diberikan kepada penulis, baik itu material atau non-material sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini dengan baik. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Allah SWT yang telah memberikan saya kesehatan, ilmu, kemudahan, ketabahan, kelancaran dan kemampuan selama proses penyelesaian Tugas Akhir ini. Terima kasih terhadap kepada Allah SWT karena telah menjaga saya dari pagi hari, siang dan malam, atas imajinasi yang tak terduga dan hal-hal yang luar biasa yang tak terduga khususnya satu semester ini.
2. Muhammad SAW yang telah memberikan teladan yang baik bagi umatnya dan inspirasi selama kehidupan saya.

3. Islam yang selalu memberikan pencerahan, ketenangan dan cahaya atas segala kesulitan dan kegundahan yang selama ini saya hadapi.
4. Kedua Orang tua, kakak dan adik saya yang tidak pernah henti-hentinya memberikan semangat dan do'a demi kelancaran Tugas Akhir ini.
5. Bapak Ir. Agoes Santoso, Msc.Mphil. selaku dosen pembimbing satu dan Bapak Tony Bambang selaku dosen pembimbing dua yang telah membimbing saya, mengarahkan dan memberikan ide serta saran dan kritik atas segala kesulitan yang saya hadapi selama penyusunan Tugas Akhir ini.
6. Bapak Ir. AA. Masroeri, M.Eng, D.Eng selaku ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan. Serta para dosen Teknik Sistem Perkapalan yang telah mendidik dan mengajarkan banyak ilmu dan berbagi pengalaman yang kelak bisa berguna bagi saya dan orang-orang disekitar saya.
7. Kepada seluruh Teman-Teman satu angkatan dan seperjuangan di kampus JTSP-FTK ITS lainnya tidak bisa saya sebutkan satu persatu yang selalu menyemangati satu dengan yang lain selama proses penyelesaian Tugas Akhir ini.
8. Rekan-rekan mahasiswa di Laboratorium MMD yang telah membantu proses pekerjaan Tugas Akhir ini.
9. Roosdyana Inggit Prasastiningrum yang selalu memberi semangat dan dukungan.

Saran dan masukan yang membangun sangat penulis harapkan demi kesempurnaan skripsi ini. Semoga semua

bantuan yang telah diberikan mendapat balasan dari Allah SWT. Dan mudah-mudahan Tugas Akhir yang telah saya susun ini dapat bermanfaat bagi kita semua, khususnya bagi dunia teknologi kelautan serta almamater tercinta saya Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Amin

Surabaya, 3 Februari 2014

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

# DAFTAR ISI

Halaman Judul .....	i
Lembar Pengesahan .....	iii
Abstrak .....	vii
Abstract .....	ix
Kata Pengantar .....	xi
Daftar Isi .....	xv
Daftar Gambar .....	xxi
Daftar Tabel .....	xxiii

## BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	3
1.3 Batasan Masalah .....	4
1.4 Tujuan Penulisan .....	4
1.5 Manfaat Penulisan .....	5
1.6 Sistematika Penulisan .....	5

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Definisi Kapal Keruk .....	7
2.2 Jenis-Jenis Kapal Keruk .....	9

2.2.1 Kapal Keruk Penghisap ( <i>Suction Dredger</i> ) .....	10
2.2.2 Kapal Keruk Timba ( <i>Bucket Dredger</i> ) .....	14
2.2.3 Backhoe / <i>Dipper Dredger</i> .....	15
2.2.4 <i>Water Injection Dredger</i> .....	16
2.3 <i>Auger Cutter Suction Dredger</i> .....	17
2.3.1 Karakteristik <i>Auger Cutter Suction Dredger</i> .....	17
2.3.2 Bidang Aplikasi .....	18
2.3.3 Prinsip Kerja .....	19
2.4 Alat Gerak Kapal ( <i>Propulsors</i> ) Paddle Wheels .....	20
2.5 Pengangkutan Material .....	22
2.6 Karakteristik Material Yang Diangkut.....	24
2.7 Kekayaan Sedimen .....	25
2.8 Spesifik Gravity .....	26
2.9 Pompa Sentrifugal.....	27
2.9.1 Komponen-komponen Pompa Sentrifugal.....	27
2.9.2 Karakteristik Pompa Sentrifugal.....	30
2.10 Pompa Slurry .....	33
2.11 Daya Pompa.....	33
2.12 Parameter Pemilihan Pompa .....	34
2.13 Perhitungan Pemilihan Pompa.....	36
2.13.1 Kapasitas Pompa.....	36
2.13.2 <i>Head Stastis</i> Pompa .....	36
2.13.3 <i>Head Pressure</i> (Tekanan) .....	37
2.13.4 <i>Head Velocity</i> (Kecepatan).....	38



2.13.5 <i>Reynold Number</i> .....	38
2.13.6 <i>Mayor Losses</i> .....	40
2.13.7 <i>Minor Losses</i> .....	43
2.13.8 <i>Head Total</i> .....	44
2.14 Sistem Perpipaan ( <i>Pipelines</i> ).....	45
2.14.1 Katup dan Fitting .....	47
2.14.2 <i>Stop Valve</i> .....	47
2.14.3 <i>Safety Valve</i> .....	47
2.14.4 <i>Regulating Valve</i> .....	48

### **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**

3.1 Pendahuluan.....	51
3.2 Tahap Pengerjaan Skripsi .....	51
3.2.1 Identifikasi dan Perumusan Masalah .....	51
3.2.2 Studi Literatur Tentang Metode Pengerukan <i>Auger Cutter Suction Dredger</i> .....	51
3.2.3 Perhitungan dan Perancangan pada Sistem Permesinan <i>Cutter Suction Dredger</i> .....	52
3.2.4 <i>Desain / Konsep GA Kapal Cutter Suction Dredger</i> .....	52

### **BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN**

4.1 Perhitungan Kapasitas Produksi .....	55
--	----

4.1.1 Perhitungan Produksi Material .....	57
4.1.2 Pemilihan Diam. Pipa Masuk ( <i>Suction Pipe</i> ) ....	59
4.1.3 Perhitungan Waktu Yang Dibutuhkan.....	63
4.1.4 Perhitungan Diameter Pipa ( <i>Pipe Diameter</i> ) .....	64
4.1.5 Perhitungan <i>Head</i> Pompa .....	68
4.1.6 Pemilihan Pompa .....	79
4.1.7 Kecepatan Spesifik dan Jenis Pompa.....	83
4.2 Pemilihan Mesin / <i>Independent Drive</i> yang akan Digunakan Untuk <i>Slurry Pump</i> .....	85
4.3 Pemilihan <i>Booster Pump</i> .....	87
4.4 Metode Pembuangan ( <i>Discharge</i> ) .....	93
4.4.1 <i>Pipeline Configuration</i> .....	93
4.4.2 <i>Broadcaster</i> .....	94
4.5 Pemilihan <i>Cutter Head</i> .....	95
4.6 Kapasitas dan Dimensi <i>Ladder Winch</i> .....	96
4.7 Perancangan Sistem Hidrolik.....	103
4.7.1 Menentukan Gaya.....	103
4.7.2 Perhitungan Hidrolik .....	104
4.7.3 Perhitungan Pompa-Pompa .....	108
4.8 Kebutuhan Tenaga Penggerak Kapal.....	116
4.9 Perancangan <i>General Arrangement</i> .....	122

## **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**

5.1 Kesimpulan .....	125
5.2 Saran .....	128

## **DAFTAR PUSTAKA**

## **LAMPIRAN**

## **BIODATA PENULIS**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Daftar Absolute Material .....	42
Tabel 2.2 Daftar Koefisien <i>Loss Fitting</i> .....	43
Tabel 2.3 Nilai kekerasan pipa .....	46
Tabel 2.4 Nilai koefisien sambungan ( <i>fitting</i> ) .....	49
Tabel 4.1 Komponen <i>Dredger</i> .....	57
Tabel 4.2 Komposisi <i>mixture of fluida</i> .....	57
Tabel 4.3 <i>Max. &amp; min. Working depths of dredger</i> .....	59
Tabel 4.4 Kecepatan pengangkutan yang dibutuhkan untuk berbagai jenis material .....	65
Tabel 4.5 Sifat-sifat fisik air .....	72
Tabel 4.6 Koefisien kekasaran material .....	73
Tabel 4.7 <i>Performance Gravel Sand Slurry Pump</i> .....	81
Tabel 4.8 Material Konstruksi Pompa Slurry .....	82
Tabel 4.9 Komponen Head Loss .....	89
Tabel 4.10 Spesifikasi Engine untuk <i>Booster Pump</i> .....	92
Tabel 4.11 Karakteristik lambung kapal dibawah garis air.	117
Tabel 4.12 Besar nilai tahanan & <i>power</i> .....	120

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Trailing suction hopper dredger</i> .....	11
Gambar 2.2 <i>Cutter-suction dredger</i> .....	13
Gambar 2.3 <i>Backhoe/ dipper dredger</i> .....	15
Gambar 2.4 <i>Water injection dredger</i> .....	17
Gambar 2.5 Kapal dengan alat penggerak <i>paddle wheels</i> ....	22
Gambar 2.6 <i>Floating pipeline</i> .....	23
Gambar 2.7 Komponen pompa sentrifugal .....	28
Gambar 2.8 Potongan dari sebuah pompa sentrifugal .....	29
Gambar 2.9 Grafik hubungan antara <i>head</i> dan kapasitas pompa tunggal .....	31
Gambar 2.10 Grafik perbandingan hubungan antara <i>head</i> dan kapasitas pompa tunggal dengan pompa seri .....	32
Gambar 2.11 Grafik perbandingan hubungan antara <i>head</i> dan kapasitas pompa tunggal dengan pompa paralel .....	32
Gambar 2.12 Pompa <i>slurry</i> .....	33
Gambar 2.13 Aliran laminar .....	39
Gambar 2.14 Aliran turbulen .....	39
Gambar 2.15 Aliran transisi .....	40
Gambar 2.16 <i>Diagram Moody</i> .....	41
Gambar 4.1 Layout pompa <i>dredger</i> .....	56
Gambar 4.2 <i>Diagram Moody</i> .....	75

Gambar 4.3 <i>Horizontal slurry pump</i> .....	80
Gambar 4.4 Bagian Konstruksi Pompa <i>Slurry</i> .....	82
Gambar 4.5 Grafik pompa <i>slurry</i> .....	83
Gambar 4.6 $n_s$ dan bentuk impeller .....	85
Gambar 4.7 <i>Diesel Engine</i> yang Digunakan .....	87
Gambar 4.8 <i>Slurry Booster Pump</i> .....	91
Gambar 4.9 <i>Metode Pipeline Configuration</i> .....	93
Gambar 4.10 <i>Discharge hose (a) dan Saddle Floats (b)</i> .....	94
Gambar 4.11 <i>Metode Broadcaster</i> .....	95
Gambar 4.12 <i>Excavator Cutter Head</i> .....	95
Gambar 4.13 Ilustrasi desain dan posisi <i>ladder winch</i> .....	98
Gambar 4.14 Gaya yang bekerja pada <i>ladder winch</i> .....	99
Gambar 4.15 Desain Lambung menggunakan <i>maxsurf</i> .....	117
Gambar 4.16 Grafik Tahanan <i>Vs Speed</i> .....	119
Gambar 4.17 <i>Grafik Power Vs Speed</i> .....	121
Gambar 4.18 <i>General Arrangement Kapal</i> .....	123



# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1. Latar Belakang Masalah**

Indonesia merupakan negara kepulauan yang terdiri dari beberapa pulau. Jumlah pulau di Indonesia menurut data Departemen Dalam Negeri Republik Indonesia tahun 2004 adalah sebanyak 17.504 buah. 7.870 di antaranya telah mempunyai nama, sedangkan 9.634 belum memiliki nama. Begitu juga dengan jumlah sungai yang ada di Indonesia sehingga dapat dikatakan bahwa wilayah perairan lebih besar dibandingkan dengan wilayah daratnya.

Sejalan dengan bergulirnya waktu, wilayah perairan tersebut seperti laut, sungai, danau, dan lain-lain mengalami sedimentasi oleh lumpur-lumpur yang terbawa oleh aliran. Pada kasus sungai, pendangkalan sering dapat mengakibatkan banjir atau penyempitan luas sungai. Untuk mengatasi masalah pendangkalan tersebut dibutuhkan alat kerja yang efektif untuk mengeruk seperti misalnya eskavator. Namun pada keadaan tersebut diperlukan sebuah alat yang lebih efisien dan efektif dalam hal waktu pengerukan atau kemampuan dalam pengerukan yang bisa digunakan di

wilayah perairan. Sehingga dibuatlah kapal keruk yang diharapkan dapat menunjang kegiatan pengerukan.

Sejalan dengan perkembangan teknologi, di dalam perindustrian pengerukan sendiri telah memiliki beberapa metode baru yang kemudian merangsang adanya suatu pemikiran industri yang besar yang bergerak di bidang industri pengerukan untuk mengadakan analisa metode alternatif lain sebagai pengganti dari metode *clamp shell excavation* dan *bakhoe suction* yang sampai saat ini digunakan dalam pengerukan. *Plain section Dredger* merupakan metode yang sudah ada dan paling banyak digunakan dalam industri besar maupun kecil.

Dalam industri pengerukan ini banyak yang memilih metode *auger cutter suction* karena metode ini banyak memiliki kelebihan antara lain seperti metode ini merupakan metode yang pembangunanya sangat murah, *auger cutter suction* sangat *movable* untuk daerah dengan medan yang sulit maupun akses yang sempit seperti rawa rawa dan muara sungai karena sarat yang rendah dalam pengoperasiannya dan efisien karena mampu dioperasikan selama 24 jam nonstop dan optimal dalam hasil pengerukan. Dalam metode ini juga sangat mungkin dimodifikasi yaitu dengan penggantian pompa untuk mendapatkan head dari yang diinginkan. Pada metode ini sangat baik untuk material non kohesif,

keunggulan dengan metode ini yang paling menonjol yaitu pada proses pembuangan hasil dari pengeboran. Dari hasil pengeboran akan langsung dibuang di daratan melalui jalur pipa. Sehingga tidak membutuhkan kapal ponton untuk penampungan.

Perancangan sistem permesinan pada *auger cutter suction dredger* ini bertujuan untuk memaksimalkan sistem-sistem yang beroperasi pada saat melakukan pengerukan agar lebih efektif dan efisien. Untuk merancang kapal ini, maka perlu juga diketahui jenis material yang diangkut, head, pompa dan tentunya ukuran diameter pipa yang akan digunakan.

## **1.2. Perumusan Masalah**

Salah satu penyebab terjadinya permasalahan banjir salah satunya adalah adanya pendangkalan akibat endapan/sedimen di beberapa area waduk, sungai dan rawa maupun adanya beragam pencemaran yang semakin lama semakin bertambah. *Auger Cutter Suction Dredger* merupakan salah satu metode yang tepat untuk sarana pengerukan untuk normalisasi fungsi pada area waduk, sungai dan rawa, namun permasalahan dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah:

1. Bagaimana perancangan sistem permesinan pada *Auger Cutter Suction Dredger* (ACSD) ?

2. Bagaimana kelebihan dan kekurangan pada *Auger Cutter Suction Dredger* (ACSD) ?

### **1.3. Batasan Masalah**

Untuk memfokuskan permasalahan yang akan diangkat dalam tugas akhir ini dengan tujuan agar terlaksananya analisa dengan baik maka dilakukan pembatasan masalah. Adapun batasan-batasan masalah tersebut diantaranya adalah:

1. Perhitungan kapasitas, perancangan system permesinan dan kebutuhan kapal keruk.
2. Jenis tanah dan kapasitas produksi kapal keruk (ACSD) sebesar 1200 m<sup>3</sup>/jam.
3. Pemilihan dari *cutter* dan *equipment* pendukung
4. Analisa tahanan kapal dan model lambung menggunakan software maxurf.
5. Materi yang dihisap berupa kohesi & non kohesi.
6. Tidak mendesain konstruksi.

### **1.4. Tujuan Penulisan**

Tujuan penulisan Tugas Akhir ini adalah untuk mendapatkan perancangan sistem permesinan dan sistem penggerak pada *Auger Cutter Suction Dredger* dalam proses pengerukan yang efektif dan instalasi pembuangan hasil pengerukan yang maksimal.

### **1.5. Manfaat Penulisan**

Hasil penelitian yang dilakukan diharapkan memberikan manfaat diantaranya:

1. Mengetahui sistem permesinan yang maksimal dan efektif pada kapal keruk (ACSD).
2. Mengembangkan dan menciptakan teknologi tepat guna yang bermanfaat dan bisa diterima di Industri pengerukan pada umumnya.
3. Meningkatkan kualitas Sumber Daya Manusia (SDM).

### **1.6. Sistematika Penulisan**

Untuk membantu memudahkan pembaca dalam memahami penelitian yang dilakukan maka pembahasan yang dilakukan dalam skripsi ini adalah sebagai berikut:

#### **1. BAB 1. PENDAHULUAN**

Bab ini terdiri dari latar belakang, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, manfaat penulisan, dan sistematika penulisan.

#### **2. BAB II. DASAR TEORI**

Bab ini berisi mengenai dasar teori yang akan dipakai dan berhubungan dalam menyelesaikan masalah yang akan dibahas.

#### **3. BAB III. METODOLOGI PENELITIAN**

Bab ini menjelaskan tahapan / uraian mengenai metode penelitian dari awal pengerjaan skripsi hingga akhir dari pengerjaan penelitian ini.

#### **4. BAB IV. PERHITUNGAN DAN ANALISA**

Bab ini berisi data-data dari perhitungan serta pembahasan maupun analisa dari hasil penelitian yang ada.

#### **5. BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN**

Bab ini berisi tentang kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan dan dibahas pada bab-bab sebelumnya serta menjawab tujuan dari penelitian. Selain itu bab ini mencakup saran-saran yang mungkin berguna untuk pengembangan lebih lanjut.

#### **6. DAFTAR PUSTAKA**

Bagian ini memuat sumber data dan referensi yang digunakan sebagai acuan pembuatan skripsi ini.

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1. Definisi Kapal Keruk**

Definisi dari kapal keruk atau dalam bahasa Inggris sering disebut *dredger* merupakan kapal yang memiliki peralatan khusus untuk melakukan pengerukan. Pengerukan (bahasa Inggris: *Dredging*) berasal dari kata dasar keruk (*dredge*), menurut kamus bahasa berarti proses, cara, perbuatan mengeruk. Sedangkan definisi pengerukan menurut Asosiasi Internasional Perusahaan Pengerukan adalah mengambil tanah atau material dari lokasi di dasar air, biasanya perairan dangkal seperti danau, sungai, muara ataupun laut dangkal, dan memindahkan atau membuangnya ke lokasi lain.

Untuk melakukan pengerukan biasanya digunakan kapal keruk yang memiliki alat-alat khusus sesuai dengan kondisi di areal yang akan dikeruk, seperti:

- Kondisi dasar air (berbatu, pasir, dan lain-lain).
- Areal yang akan dikeruk (sungai, danau, muara, laut dangkal, dan lain-lain).

- Peraturan atau hal-hal yang diminta oleh pemerintah lokal ataupun oleh pihak yang meminta dilakukan pengerukan.

Efisiensi pengerukan ditentukan dengan menilai harga pekerjaan yang memperhitungkan berbagai faktor diantaranya yaitu:

- a. Jenis pekerjaan yang akan dilaksanakan.
- b. Tipe kapal yang digunakan
- c. Lokasi pekerjaan.
- d. Jenis material.
- e. Jarak buang atau jarak deposit
- f. Volume pekerjaan

Pengerukan utamanya terdiri dari 3 tahap

- 1) Memisahkan dan mengambil material dari dasar air dengan menggunakan:
  - Pengikisan (*erosion*).
  - Memancarkan air tekanan tinggi (*jetting*).
  - Memotong (*cutting*).
  - Menghisap (*suction*).
  - Memecah (*breaking*).
  - Mengambil dengan menggunakan *bucket* (*grabbing*).
- 2) Mengangkut material dengan menggunakan:



- Tongkang (*barges*).
- Tongkang atau kapal yang didesain secara khusus memiliki wadah penampung (*hoppers*).
- Pipa terapung / *floating pipeline*
- *Conveyor-belt*
- Truk

3) Pembuangan material tersebut dengan menggunakan:

- Pembuangan pipa (*pipeline discharge*).
- Alat angkat seperti *crane*.
- Membuka pintu di bawah pada beberapa kapal atau tongkang yang didesain secara khusus (*hopper barges*).

## 2.2. Jenis-Jenis Kapal Keruk

Kapal keruk dibuat untuk memenuhi kebutuhan, baik dari suatu pelabuhan, alur pelayaran, ataupun industri lepas pantai, agar dapat bekerja sebagaimana halnya alat-alat leveling yang ada di darat seperti *excavator* dan *bulldoser*.

Soekarsono (1994) dalam bukunya Perencanaan Kapal menjelaskan bahwa berdasarkan alat penggerakanya kapal keruk ini dapat digolongkan menjadi:

### a. *Self propelled*

Kapal keruk ini mempunyai alat penggerakanya sendiri.

b. *Non-Self propelled*

Kapal keruk ini tidak mempunyai alat penggerak sendiri.

Berdasarkan pembuangan hasil kerukannya dibedakan menjadi:

- a. Kapal keruk yang mempunyai tempat pembuangan di tempat sendiri atau masih pada kapal tersebut.
- b. Kapal keruk yang tidak mempunyai tempat pembuangan sendiri. Kapal ini menggunakan kapal tongkang untuk menampung hasil kerukannya atau langsung dibuang melalui pipa.

Faktor yang menentukan untuk pemilihan kapal keruk untuk pekerjaan pengerukan diantaranya yaitu:

- a. Lokasi yang akan dikeruk.
- b. Data survey berupa lebar alur, kedalaman, jenis material yang akan dikeruk, dan jarak buang.
- c. Target kedalaman yang diinginkan.
- d. Kondisi *traffic* disekitar lokasi.

Berdasarkan alat keruknya kapal keruk dapat digolongkan menjadi:

### **2.2.1. Kapal Keruk Penghisap / *Suction Dredgers***

Kapal keruk ini beroperasi seperti *vacuum cleaner* dengan menghisap material melalui pipa panjang. Kebanyakan pompa yang dipakai untuk mengeruk atau mengambil material pada kapal jenis ini adalah pompa

sentrifugal. Hasil kerukan tersebut, bisa dimasukkan ke dalam ruang lumpur (*hopper*) atau dimasukkan ke dalam pipa pembuangan. Jenis ini terdiri dari beberapa tipe, diantaranya:

**a. *Trailing suction hopper dredger***

Sebuah *trailing suction hopper dredger* atau TSHD menyert pipa penghisap ketika bekerja, dan mengisi material yang di isap tersebut ke satu atau beberapa pemnampung (*hopper*) di dalam kapal. Ketika penampung sudah penuh, TSHD akan berlayar ke lokasi pembuangan dan membuang material tersebut melalui pintu yang ada di bawah kapal atau dapat pula memompa material tersebut ke luar kapal.



Gambar 2.1. *Trailing suction hopper dredger*

Sumber: [www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com)

Kapal keruk ini dapat mengeruk sangat dalam dan efektif untuk pasir dan kerikil. Namun hasil kerukannya sempit tapi dalam sehingga kurang cocok untuk alur pelayaran

dan pelabuhan. Kapal jenis ini dapat berjalan sendiri (*self propelled*) dan dapat stabil. Kapal jenis ini yang modern sering di pasang *Water Jet* pada bagian bawah dari pada pipa hisapnya. Tujuan pemasangan *Water Jet* ini adalah untuk menghancurkan material sebelum masuk ke pompa.

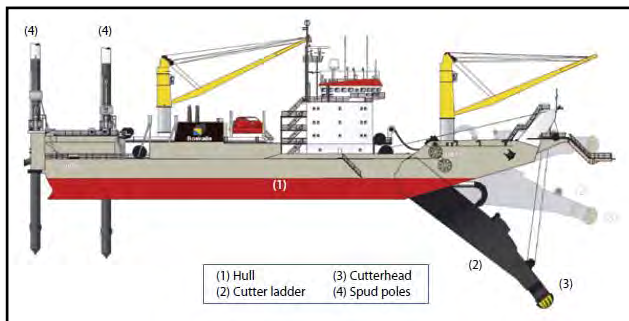
#### **b. Cutter-suction dredger**

Di sebuah cutter-suction dredger atau CSD, tabung pengisap memiliki kepala pemotong di pintu masuk penghisap. Alat pemotong material yang disebut cutter ini digerakkan oleh motor dan material yang telah terpotong kemudian dihisap dengan pompa melalui pipa hisap dan kemudian dibuang. Pemotong dapat pula digunakan untuk material keras seperti kerikil atau batu. Material yang dikeruk biasanya dihisap oleh pompa penghisap sentrifugal dan dikeluarkan melalui pipa atau ke tongkang.

*Cutter* yang digunakan pada kapal jenis ini dipasang pada ujung *ladder* dan digerakkan oleh motor *cutter*. Ukuran *cutter* bermacam-macam, demikian beratnya, berat cutter bisa mencapai 40 ton dan berdiamater 3,5 meter. Tenaga cutter tergantung dari ukuran dan kegunaan dari pada kapal keruk. Untuk kapal kecil tenaganya bisa mencapai 400 HP dan untuk kapal besar bisa mencapai 4000 HP dan kecepatan putar *cutter* 10-30 rpm.

*Ladder* pada kapal ini berguna untuk membawa *suction pipe*, *cutter*, poros *cutter* dan motor *cutter*. *Ladder* diletakkan dibagian depan dan digerakkan naik / turun dengan bantuan alat *A&H frame*. Kedalaman pengerukan dari panjang *ladder* dan diukur pada saat membuat sudut  $45^{\circ}$  pada arah horizontal dengan permukaan air dan diperkirakan mencapai panjang 0,7 dari panjang *ladder* itu sendiri. Panjang *ladder* 25-150 feet atau lebih dan berat *ladder* biasa mencapai 400 ton.

*Suction pipe* pada kapal ini berguna untuk membawa material dari *cutter* ke dalam pompa. Diameter pipa tergantung dari kapasitas pompa hisap minimal dan ukurannya bisa mencapai 25 inch. Ukuran *suction pipe* kira-kira mencapai 1,25-1,5 kali diameter pipa buangnya (*discharge pipe*).



Gambar 2.2. *Cutter-suction dredger*

Sumber: [www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com)

CSD memiliki dua buah *spud can* di bagian belakang serta dua jangkar di bagian depan kiri dan kanan. *Spud can* berguna sebagai poros bergerak CSD, dua jangkar untuk menarik ke kiri dan ke kanan.

Kapal keruk jenis ini sekarang banyak digunakan di dunia dan mempunyai pipa buang yang mempunyai ukuran diameter mencapai 24 inch (60 cm) dan dapat mengeruk 25-30 secara efektif.

### **2.2.2. Kapal Keruk Timba (*Bucket Dredger*)**

*Bucket dredger* adalah jenis tertua dari suatu kapal keruk. Biasanya dilengkapi dengan beberapa alat seperti timba / *bucket* yang bergerak secara simultan untuk mengangkat sedimen dari dasar air. Kapal keruk ini dioperasikan dengan bantuan derek yang dioperasikan di atas tongkang. Kapal ini sangat efektif bekerja di daerah dok, dermaga atau daerah yang tertutup tanpa merusak konstruksi disekitarnya. Tinggi dari kapal ini tak terbatas hanya dibatasi oleh panjang tali pengangkatnya, tetapi kedalaman dari pada pengerukan mempengaruhi produksi, lebih dalam perairan yang dikeruk produksinya akan berkurang sebab waktu untuk mengangkat lebih lama. Pengerukannya juga tergantung berat *bucket*.

Beberapa *Bucket dredger* dan *Grab dredger* cukup kuat untuk mengeruk dan mengangkat karang agar dapat

membuat alur pelayaran. Namun produktifitasnya rendah dan boros bahan bakar.

### **2.2.3. *Backhoe/ Dipper Dredger***

*Backhoe/ dipper dredger* memiliki sebuah *backhoe* seperti *excavator*. *Backhoe dredger* dapat pula menggunakan *excavator* untuk darat, diletakkan di atas tongkang. Biasanya *backhoe dredger* ini memiliki tiga buah spudcan, yaitu tiang yang berguna sebagai pengganti jangkar agar kapal tidak bergerak, dan pada *backhoe dredger* yang memiliki teknologi canggih, hanya memerlukan satu orang untuk mengoperasikannya.



Gambar 2.3. *Backhoe/ dipper dredger*

Sumber: [www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com)

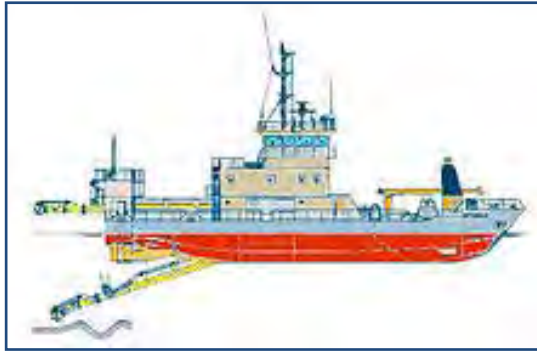
Gerakan pengerukannya maju ke depan namun kedalaman pengerukan terbatas pada kedalaman (15-20) feet. *Dipper* besar sangat efektif dalam produksi dan biaya. Kelancaran pengerjaan sangat dipengaruhi pasang surut air laut. Sehingga prosedur operasi harus dilakukan dengan benar.

#### **2.2.4. *Water Injection Dredger***

*Water Injection Dredger* menembakkan air di dalam sebuah jet kecil bertekanan rendah (tekanan rendah karena material seharusnya tidak bertebaran kemanapun, karena harus secara hati-hati agar material dapat dipindah) ke sedimen di dasar air agar air dapat mengikat sedimen sehingga melayang di air, selanjutnya didorong oleh arus dan gaya berat ke luar dari lokasi pengerukan. Biasanya digunakan untuk *maintenance dredging* di pelabuhan. Beberapa pihak menyatakan bahwa WID adalah bukan pengerukan sementara pihak lain menyatakan sebaliknya.

Hal ini terjadi karena pengukuran yang seksama harus dibuat untuk mengukur kedalaman air, sedangkan beberapa alat ukur untuk itu (seperti *single beam echosounder*) kesulitan untuk mendapat hasil yang akurat dan harus menggunakan alat ukur yang lebih mahal (*multibeam echosounder*) untuk mendapat hasil ukuran yang lebih baik.





Gambar 2.4. *Water injection dredger*

Sumber: [www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com)

## **2.3. *Auger Cutter Suction Dredger***

### **2.3.1. Karakteristik *Auger Cutter Suction Dredger***

Karakteristik dari *Auger Cutter Suction Dredger ship* ini adalah sebuah kapal laut yang mempunyai system penggerak sendiri (*self-propelled*) yang dilengkapi dengan peralatan dan system equipment untuk melakukan proses pengerukan. Dalam standart desain kapal ACSD tersebut dilengkapi dengan :

- satu pipa hisap dengan mulut hisap (*dragheads*) yang didorong oleh kapal pada saat pengerukan
- satu atau lebih pompa hisap untuk menyedot tanah yang melewati *dragheads*

- dilengkapi *ladder winch* atau alat angkat untuk mengangkat pipa hisap di dek kapal
- dilengkapi sistem penggerak sendiri (*self-propelled*) berupa star wheel/ paddle wheel di sisi kanan dan kiri kapal.
- mempunyai area aplikasi yang luas karena bergerak bebas, serta bisa bekerja dibawah kondisi lepas pantai
- material yang bisa dihisap adalah lumpur, pasir dan kerikil serta posisi pengerukan yang tidak tetap / tidak akurat

### **2.3.2. Bidang Aplikasi**

Kapal keruk *Auger Cutter Suction Dredger* (ACSD) mampu bergerak sendiri di dalam air. Serta sangat cocok untuk pengerukan gulma dan lumpur di medan yang sangat berat yang tidak mungkin dapat dilakukan oleh konvensional kapal keruk lainnya seperti di sungai, muara dan rawa-rawa.

Dalam beroperasinya, kapal keruk ACSD tidak dilengkapi dengan jangkar karena kapal ini bergerak bebas pada saat pengerukan. Kepadatan dari material pengerukan sangat berpengaruh terhadap banyaknya kapasitas dari produksi, semakin padat material yang dihisap maka kapasitas produksinya akan berkurang. Kapal keruk ini dilengkapi

dengan pompa hisap yang terhubung dengan pipa hisap dan digunakan untuk pengerukan bagian dasar laut. Pada rangkaian pompa yang disusun secara seri untuk bukaan katup yang berbeda terjadi perubahan terhadap *head*. Untuk mendapatkan *head* total dapat dilakukan dengan melakukan penyempitan / memberikan *reducer* pipa pada bagian *discharge*.

### **2.3.3. Prinsip Kerja**

Pada prinsipnya, dilengkapi dengan *Cutter* (alat penghancur) di ujung pipa hisap sehingga dapat mengeruk tanah galian yang agak keras. Di sebuah *auger cutter-suction dredger* atau ACSD, pipa penghisap memiliki kepala pemotong di pintu masuk penghisap. Pemotong dapat pula digunakan untuk material keras seperti kerikil atau batu. Material yang dikeruk biasanya diisap oleh pompa pengisap sentrifugal dan dikeluarkan melalui pipa atau ke tongkang. ACSD dengan pemotong yang lebih kuat telah dibangun beberapa tahun terakhir, digunakan untuk memotong batu tapi peledakan. ACSD memiliki dua buah *paddle wheel* sebagai propulsors di bagian belakang kiri dan kanan.

Secara sederhana, metode yang digunakan adalah sebagai berikut. Setelah tangga (*ladder*) pada *cutter suction dredger* diletakkan pada bagian terendah bawah air,

selanjutnya pompa kapal keruk dihidupkan dan *cutter head* (alat penghancur) mengatur gerakannya. Selanjutnya *cutter head* yang berada di ujung pipa isap, mengeruk tanah galian yang akan dituju. Kelebihan dari *cutter head* adalah dapat mengeruk tanah galian yang agak keras. Material yang dikeruk diisap oleh pompa pengisap sentrifugal melalui *suction pipe* dan dikeluarkan melalui *discharge pipe* ke pontoon. Kebanyakan hasil kerukan tersebut, diangkut dengan cara hidraulik melalui sambungan pipa (via pipeline), tetapi ada juga beberapa jenis kapal keruk menyediakan fasilitas tongkang (*barge loading*).

Karena dalam skripsi ini, jenis kapal keruk yang akan digunakan adalah *auger cutter suction dredger* (ACSD), maka pembahasan selanjutnya akan difokuskan pada ACSD.

#### **2.4. Alat Gerak Kapal (*Propulsors*) *Paddle Wheels***

Untuk desain *propulsors* pada kapal keruk ini dipilih *Paddle Wheels* karena sangat cocok untuk diterapkan pada aplikasi yang tepat dari roda pedal ini adalah untuk perairan yang tenang, seperti danau, sungai dan pantai. Sistem ini pada prinsipnya adalah gaya tahanan air yang menyebabkan / menimbulkan gaya dorong kapal (seperti dayung). *Paddle Wheels* dipasang dikiri dan kanan kapal dan gerak putarannya dibantu oleh mesin.

Alat gerak kapal *Paddle Wheels* (Roda Pedal) merupakan salah satu jenis *propulsors* mekanik yang aplikasinya sudah jarang ditemui saat ini. Seperti namanya, maka *Paddle Wheels* ini adalah suatu roda yang pada bagian diameter luarnya terdapat sejumlah bilah/ sudu yang berfungsi untuk memperoleh momentum geraknya. Ada dua tipe bilah/ sudu yang diterapkan pada *propulsors* jenis ini, antara lain : *fixed blades* dan *adjustable blades*.

Pada *fixed blades*, sudu-sudu terikat secara mati pada bagian roda pedal tersebut. Sehingga hasil momentum gerak dari roda pedal tidaklah begitu optimal. Namun bila ditinjau dari aspek teknis pembuatannya adalah sangat jauh lebih mudah daripada *adjustable blades*. Hal ini disebabkan oleh tingkat kompleksitas konstruksi – *adjustable blades*-nya, yang mana harus mampu menjaga posisi *blades* agar selalu tegak lurus terhadap arah gerak kapal.

Kelemahan teknis dari *propulsors* ini adalah terletak pada adanya penambahan perubahan lebar kapal sebagai konsekuensi terhadap penempatan kedua roda pedal di sisi sebelah kiri dan kanan dari badan kapal. Selain itu, keberadaan instalasi roda pedal adalah relatif berat bila dibandingkan dengan *screw propeller*. Sehingga secara umum aplikasi roda pedal membawa konsekuensi juga terhadap berat instalasi motor penggerak kapal. Kemudian

*paddle-wheels* ini juga rentan terhadap gerakan rolling kapal, yang mana akan menyebabkan ketidak seimbangan momentum gerak yang dihasilkan. Kondisi ini tentu akan mengakibatkan gaya dorong *paddle-wheels* menjadi tidak seragam antara roda disebelah kiri dan kanan kapal, sehingga laju gerak kapal berubah zig-zag.



Gambar 2.5. Kapal dengan alat penggerak *paddle wheels*

## 2.5. Pengangkutan Material

Salah satu metode yang sangat cocok digunakan pada perancangan pengangkutan dredger ini adalah dengan menggunakan pipa terapung (floating pipeline). *Floating pipeline* bisa dikategorikan sebagai istilah kekuatan (*strength*) dan fleksibilitas (*flexibility*). Kuat karena harus mampu menahan tekanan yang dialami perpipaan dan fleksibel karena sambungan perpipaan tidak selalu lurus dan harus mampu

menghadapi segala kondisi dan area kerja. Berikut adalah salah satu contoh gambar floating pipeline.



Gambar 2.6. *Floating pipeline*

Adapun beberapa karakteristik utama yang harus dimiliki oleh *floating pipeline* antara lain:

1. Memiliki kemampuan yang tinggi terhadap ketahanan aus.
2. Memiliki kemampuan yang tinggi terhadap dampak hambatan yang dialami selama operasi.
3. Tahan korosi
4. Baik ketika pelumasan
5. Memiliki kemampuan yang baik dalam suhu rendah
6. Tidak mudah dalam membentuk kotoran
7. Awet
8. Mudah dalam pemasangan

## 2.6. Karakteristik Material Yang Diangkut

Karakteristik pengangkutan material merupakan fungsi dari geometris, kinematik, fisik dan kekayaan kimia pada material padat (*solids*).

Pengangkutan =  $f$  (jarak  $x$ , karakteristik geometris  $e$ , karakteristik kinematik  $k$ , karakteristik fisik  $l$ , karakteristik kimia  $m$  dan waktu  $t$ ).

$$e = \text{karakteristik geometris} = f(d_g, s, Vt, d)$$

dimana:

$$d_g = \text{diameter butir}$$

$$s = \text{bentuk partikel}$$

$$Vt = \text{kecepatan pengendapan}$$

$$d = \text{diameter pipa}$$

$$k = \text{karakteristik kinematik} = f(V, \Delta p)$$

dimana:

$$V = \text{kecepatan aliran}$$

$$\Delta p = \text{perubahan tekanan antara dua titik sepanjang jarak pipa}$$

$$l = \text{karakteristik fisik} = f(\rho_s, \rho_w, s', \nu)$$

dimana:

$$\rho_s = \text{berat jenis partikel}$$

$$\rho_w = \text{berat jenis air}$$

$$s' = \text{kekuatan fisik}$$

$$\nu = \text{viskositas kinematik}$$



$n$  = karakteristik kimia =  $f$  (variabel kimia)

## 2.7. Kekayaan Sedimen

Secara umum dapat dibagi menjadi dua kategori yaitu:

1. Kohesi antara lain endapan lumpur (*silt*) dan tanah liat (*clay*) – diameter rata-rata ( $d_m$ )  $< 0,0625$  mm.
2. Nonkohesi antara lain pasir (*sand*), kerikil (*gravel*), *cobbles*, dll – diameter rata-rata ( $d_m$ )  $< 0,0625$  mm.

Banyak hal yang dilakukan dalam meningkatkan efisiensi pengerukan, baik itu melalui peralatan yang lebih efisien, penyebaran, kehandalan dan sistem dari proses pengerukan itu sendiri. Perbaikan tersebut, dapat dicapai dengan pemahaman yang lebih baik tentang materi yang akan dikeruk dan pemilihan yang tepat untuk jenis *cutter* dan *draghead* yang akan digunakan dalam berbagai tipe tanah atau material yang akan dikeruk. Adapun beberapa tipe tanah atau material tersebut antara lain:

❖ Batu besar (*boulders and cobbles*)

Adapun secara umum, ukuran partikelnya berkisar antara: lebih besar dari 200 mm, antara 200-600 mm.

❖ Batu kerikil (*gravels*)

Adapun secara umum, ukuran partikelnya berkisar antara:

1. Kasar (*coarse*) : 60 - 20 mm

2. Sedang (*medium*) : 20 - 6 mm

3. Halus (*fine*) : 6 - 2 mm

❖ Pasir (*sands*)

Adapun secara umum, ukuran partikelnya berkisar antara:

1. Kasar (*coarse*) : 2 - 0,6 mm

2. Sedang (*medium*) : 0,6 - 0,2 mm

3. Halus (*fine*) : 0,2 - 0,06 mm

❖ Endapan lumpur (*silts*)

Adapun secara umum, ukuran partikelnya berkisar antara:

1. Kasar (*coarse*) : 0,06 - 0,02 mm

2. Sedang (*medium*) : 0,02 - 0,006 mm

3. Halus (*fine*) : 0,006 - 0,002 mm

❖ Tanah liat (*clays*)

Adapun secara umum, ukuran partikelnya dibawah 0,002 mm.

❖ Tanah organik

Adapun secara umum, ukuran partikelnya dibawah 0,002 mm.

## 2.8. Spesifik Gravity

Produksi yang dihasilkan kapal keruk bisa diperlihatkan sebagai jumlah material (*solids*) yang diangkut. Air adalah media transportasi yang berfungsi untuk membantu memindahkan material (*solids*) dengan bantuan pompa ke

tempat pembuangan agar proses tersebut menjadi lebih mudah dan ringan. Berat produksi sendiri adalah sebagai fungsi spesifik gravity dan umumnya sebagai pengeluaran material yang diangkut dan dibuang. Secara sederhana, spesifik gravity bisa didefinisikan sebagai rasio berat yang diberikan oleh volume material terhadap air. Besarnya material dalam persen (%) dinamakan dengan *in situ volume*.

## **2.9. Pompa Sentrifugal**

Suatu pompa sentrifugal, pada dasarnya terdiri dari satu impeller atau lebih yang dilengkapi dengan sudu-sudu, yang dipasang pada poros yang berputar dan diselubungi dengan sebuah rumah (*casing*). Mesin ini biasanya beroperasi dengan kecepatan-kecepatan yang tinggi dan biasanya dihubungkan langsung dengan penggeraknya sehingga rugi-rugi transmisi menjadi kecil. Sebagai akibat kecepatan-kecepatannya yang tinggi, maka pompa sentrifugal dapat memompakan volume yang besar atau dengan kapasitas yang besar.

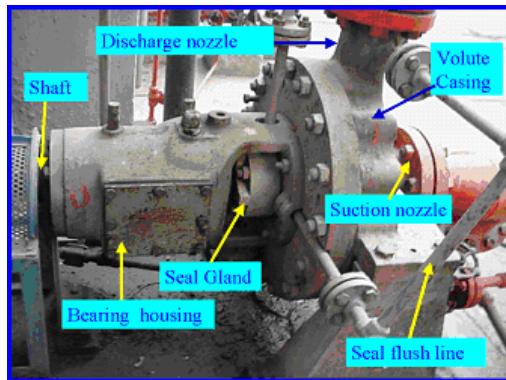
### **2.9.1. Komponen –Komponen Pada Pompa Sentrifugal**

Komponen – komponen dari pompa sentrifugal antara lain:

#### **a. Impeller**

Impeller mempunyai fungsi sebagai pengangkat atau pemindah zat cair dari tempat satu ke tempat yang lain karena

adanya perbedaan tekanan dan sistem. Impeller memberikan kerja kepada zat cair sehingga energi yang dikandungnya menjadi bertambah lebih besar. Sehingga selisih energi persatuan berat atau *head* total zat cair antara *flens* isap (*suction*) dan *flens* keluar (*discharge*) pompa disebut *head* total pompa.



Gambar 2.7. Komponen Pompa Sentrifugal

#### **b. *Cashing* (wadah)**

*Cashing* adalah sebuah alat yang berfungsi untuk menutupi impeller pada penghisap sehingga mempunyai sebuah tekanan. Pada sebuah *cashing* dari sebuah pompa harus didesain dua kali tekanan yang dihasilkan untuk menjamin keamanan yang didapat. *Cashing* pada pompa sentrifugal didesain berbentuk diffuser yang mengelilingi impeller pompa.

### c. Poros (*shaft*)

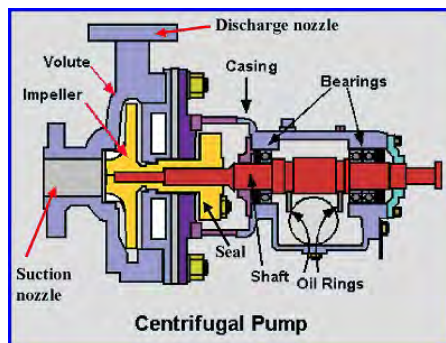
Poros pompa adalah bagian yang mentransmisikan putaran dari sumber gerak, yang perlu diperhatikan pada pompa sentrifugal ini adalah harus mempunyai sebuah efisiensi terbaik.

### d. Bearing

Bearing pada pompa ini mempunyai fungsi untuk menahan posisi rotor relatif terhadap stator yang sesuai dengan jenis bearing yang digunakan. Bearing yang digunakan pada pompa adalah jurnal bearing yang berfungsi untuk menahan gaya berat dan gaya searah.

### e. Kopling

Kopling adalah sebuah alat yang mempunyai sebuah fungsi untuk menghubungkan dua shaft, dimana yang satu adalah poros penggerak dan yang satu adalah poros yang digerakkan.



Gambar 2.8. Potongan dari sebuah pompa sentrifugal

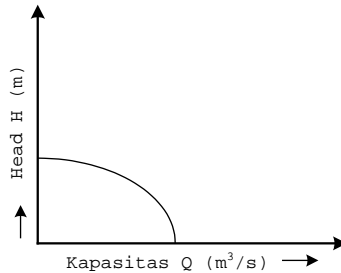
### **2.9.2. Karakteristik Pompa Sentrifugal**

Pompa sentrifugal sendiri dapat dirangkai menjadi beberapa macam yaitu secara tunggal, paralel maupun seri. Perbedaan terhadap cara merangkai ini nantinya akan menghasilkan performa pompa yang berbeda. Jika *head* atau kapasitas yang diperlukan tidak dapat dicapai dengan satu pompa saja, maka dapat digunakan dua pompa atau lebih yang disusun secara seri atau paralel. Gambar dibawah ini akan menunjukkan kurva *head*-kapasitas dari pompa-pompa yang mempunyai karakteristik yang sama yang dipasang baik itu secara tunggal, paralel atau seri.

#### **a). Pompa Tunggal**

Pada pompa tunggal tidak bisa menghasilkan kapasitas aliran dan *head* yang bervariasi. Dalam artian jika kita menginginkan kapasitas maksimum, maka akan mengakibatkan *head* yang kecil, dan sebaliknya. Pompa tunggal sentrifugal memiliki karakteristik yakni kapasitasnya dipengaruhi oleh *head*. Semakin besar *head*nya maka kapasitasnya semakin kecil, berikut grafik *head* dan kapasitas pada pompa tunggal dengan putaran tetap pada poros pompa, pada *head* total maksimum menghasilkan  $Q$  yang maksimum juga. Sebagai catatan harga efisiensi maksimum dari pompa

tidak pernah sama dengan 100%, melainkan selalu lebih kecil dari 100%.

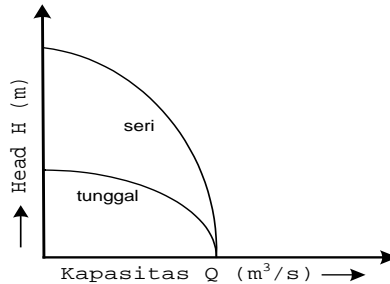


Gambar 2.9. Grafik hubungan antara *head* dan kapasitas pompa tunggal

### b). Pompa Seri

Beberapa buah pompa dapat diserikan untuk mensuplay cairan dengan tinggi *head* yang besar. Seperti terlihat pada gambar bahwa pada titik Q yang sama dihasilkan *head* yang lebih tinggi. Kurva-kurva berimpit pada satu titik (Q), dimana titik ini adalah merupakan titik aliran maksimum untuk sistem tersebut. *Head* gabungan untuk setiap aliran adalah sama dengan penjumlahan masing-masing *head*nya. Untuk pompa seri dengan kapasitas yang sama, maka pompa tersebut memiliki *head* yang lebih besar. Penyusun pompa secara seri dapat memperbesar *head* pompa. Seperti terlihat pada grafik untuk kapasitas yang sama, bila pompa diserikan dengan pompa lain dapat mempertinggi *head* pompa. Pada kapasitas

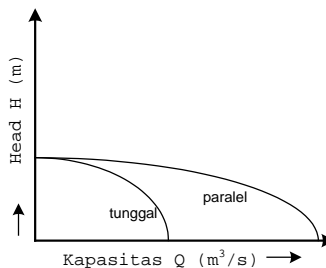
maksimum, kurva-kurva berimpit pada satu titik aliran maksimum.



Gambar 2.10. Grafik perbandingan hubungan *head* dan kapasitas antara pompa tunggal dengan pompa seri

### c). Pompa Paralel

Susunan pompa secara paralel akan dapat mensuplay kapasitas aliran yang lebih besar pada *head* yang sama. Seperti terlihat pada gambar, kurva-kurva berimpit pada satu titik ( $H$ ), dimana titik tersebut adalah tinggi *head* maksimum. Kapasitas aliran gabungannya adalah:



Gambar 2.11. Grafik perbandingan hubungan *head* dan kapasitas antara pompa tunggal dengan pompa paralel



## 2.10. Pompa Slurry

Pompa-pompa sentrifugal sering dipakai untuk memompakan slurry, yakni cairan yang bercampur dengan benda-benda padat yang tercampur dengan baik. Pompa-pompa ini memiliki kotak paking yang disemprot dengan air bersih dan tidak memiliki cincin penahan aus (wearing ring). Bila memakai cincin penahan aus, maka cincin ini juga harus disemprotkan dengan air. Berikut dibawah ini adalah gambar jenis pompa slurry.



Gambar 2.12. Pompa Slurry

## 2.11. Daya pompa

Daya pompa dipengaruhi oleh adanya total *head loss* yang terjadi akibat adanya asessoris, panjang pipa dan kekasaran pipa. *Head loss* yaitu suatu kondisi yang mengakibatkan berkurangnya daya yang dihasilkan oleh pompa atau dapat didefinisikan sebagai tahanan aliran fluida

kerja. Hal-hal yang mempengaruhi besarnya daya pompa yaitu kapasitas fluida kerja.

$$P = \frac{1000 \times W \times Q \times Hl}{75 \times \mu}$$

Dimana: P = daya pompa *horse power* (HP)

Q = kapasitas (m<sup>3</sup>/h)

HL = *head loss* total

W = berat jenis material (gr/cm<sup>3</sup>)

N = *efficiency*

(sumber:Huston, Rochmanhadi. 1989. Alat-alat Berat dan Penggunaannya. Jakarta : YBPPU.)

## **2.12. Parameter Pemilihan Pompa**

Dalam memilih suatu pompa, terlebih dahulu harus diketahui kapasitas aliran serta *head* yang diperlukan untuk mengalirkan fluida atau material yang akan dipompa. Selain dua hal diatas, juga terdapat beberapa hal yang dijadikan pertimbangan dalam pemilihan pompa. Adapun data yang diperlukan untuk pemilihan pompa adalah sebagai berikut:

### **1. Kapasitas**

Diperlukan juga keterangan mengenai kapasitas maksimum dan minimum.

### **2. Kondisi isap**

- Tinggi isap dari permukaan isap ke level pompa
- Tinggi fluktuasi permukaan air isap

- Tekanan yang bekerja pada permukaan air isap
  - Kondisi pipa isap
3. Kondisi keluar
    - Tinggi permukaan isap ke level pompa
    - Tinggi fluktuasi permukaan air isap
    - Tekanan yang bekerja pada permukaan air isap
    - Kondisi pipa isap
  4. Head total pompa

Harus ditentukan berdasarkan kondisi-kondisi diatas.
  5. Jenis fluida atau material

Air tawar, alir laut, minyak zat cair khusus (kimia), jenis material, jenis ukuran material, temperatur, berat jenis, viskositas, kandungan zat padat, dll.
  6. Jumlah pompa

Tergantung kebutuhan, dilihat dari pertimbangan ekonomi, batas kapasitas pompa dan pembagian resiko.
  7. Kondisi kerja

Kerja terus menerus, terputus-putus, jumlah jam kerja.
  8. Penggerak

Motor listrik, motor bakar torak, turbin uap.
  9. Poros tegak atau mendatar

Hal ini kadang-kadang ditentukan oleh pabrik pompa yang bersangkutan berdasarkan instalasinya.

10. Tempat instalasi

Pembatasan-pembatasan pada ruang instalasi, ketinggian di atas permukaan laut, fluktuasi temperatur.

11. Lain-lain

## **2.13. Perhitungan pemilihan pompa**

### **2.13.1. Kapasitas Pompa**

Perhitungan kapasitas pompa dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Q = V \times A$$

Dimana:

Q = kapasitas pompa ( $\text{m}^3$ )

A = Luasan pipa ( $\text{m}^2$ )

V = kecepatan aliran ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

### **2.13.2. Head statis pompa**

*Head* pompa adalah energi persatuan berat yang harus di sediakan untuk mengalirkan sejumlah zat cair yang direncanakan sesuai dengan kondisi instalasi pompa atau tekanan untuk mengalirkan sejumlah zat cair, yang umumnya dinyatakan dalam satuan panjang. *Head* pompa dapat

diketahui dari jarak antara *suction* dan *discharge* instalasi tersebut.

$$H_T = H_{\text{Discharge}} + H_{\text{Suction}}$$

Dimana:

$H_T$  = Head statis total

$H_d$  = Head statis pada sisi discharge

$H_s$  = Head statis pada sisi suction

### 2.13.3. *Head Pressure* (Tekanan)

*Head pressure* adalah perbedaan *head* tekanan yang bekerja pada permukaan zat cair pada sisi tekanan dengan *head* tekanan yang bekerja pada permukaan zat cair pada sisi isap.

Rumus yang digunakan untuk *head pressure*, yaitu:

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{P_d}{\gamma} - \frac{P_s}{\gamma}$$

Dimana:

$\frac{P}{\gamma}$  = *Head* tekanan

$\frac{P_d}{\gamma}$  = *Head* tekanan pada sisi *discharge*

$\frac{P_s}{\gamma}$  = *Head* tekanan pada sisi *suction*

#### 2.13.4. *Head Velocity* (Kecepatan)

*Head* kecepatan adalah perbedaan antara *head* kecepatan zat cair pada saluran tekanan dengan *head* kecepatan zat cair pada saluran isap. *Head* kecepatan dapat dirumuskan dengan:

$$H_v = \Delta v / 2g$$

Dimana:

$H_v$  = *Head* kecepatan

$\Delta v$  = Perbedaan kec. antara *suction* dan *discharge*

$g$  = Kecepatan gravitasi

#### 2.13.5. *Reynold Number*

*Reynold number* adalah angka/ nilai yang menyatakan jenis aliran tersebut termasuk aliran laminar, transisi atau aliran turbulen.

Dengan rumusan:

$$Re = V d / \nu$$

Dimana:

$Re$  = *Reynold Number*

$V$  = Kecepatan aliran Fluida (m/s)

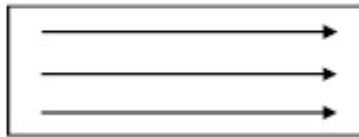
$d$  = diameter pipa yang digunakan (m)

$\nu$  = Viskositas dinamis fluida (m<sup>2</sup>/s)

Aliran fluida ini dikategorikan menjadi:

a) Aliran Laminer untuk  $Re < 2300$

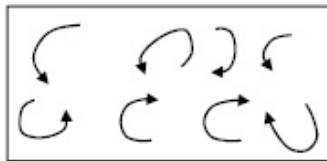
Aliran Laminer merupakan arah alirannya yang teratur. Aliran laminer adalah suatu kondisi aliran dimana partikel-partikel fluidanya bergerak disepanjang lintasan lurus, sejajar dalam lapisan-lapisan atau laminer. Besarnya kecepatan dari fluida tidak sama.



Gambar 2.13. Aliran Laminer

b) Aliran Turbulen untuk  $Re > 4000$

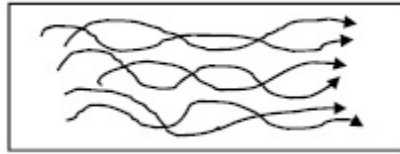
Aliran turbulen ialah satu kondisi aliran dimana partikel-partikel fluida yang bergerak dalam lintasan yang sangat tidak teratur dengan menakibatkan pertukaran momentum dari suatu bagian fluida ke bagian yang lain secara acak.



Gambar 2.14. Aliran Turbulen

c) Aliran Transisi untuk  $Re = 2300-4000$

Pada daerah transisi ini aliran dapat bersifat laminer atau turbulen tergantung pada kondisi pipa dan aliran.



Gambar 2.15. Aliran Transisi

### 2.13.6. *Mayor Losses*

*Head mayor* adalah *head* kerugian yang di sebabkan oleh panjang pipa. Dimana dapat dirumuskan:

$$H_{f_{\text{Mayor}}} = f \times (L/D) \times (v^2/2g)$$

Dimana :

$H_{f_{\text{Mayor}}}$  = *Mayor Losses*

$L$  = Panjang Pipa ( m )

$D$  = Diameter yang di gunakan (m)

$v$  = Kecepatan aliran Fluida ( m /s )

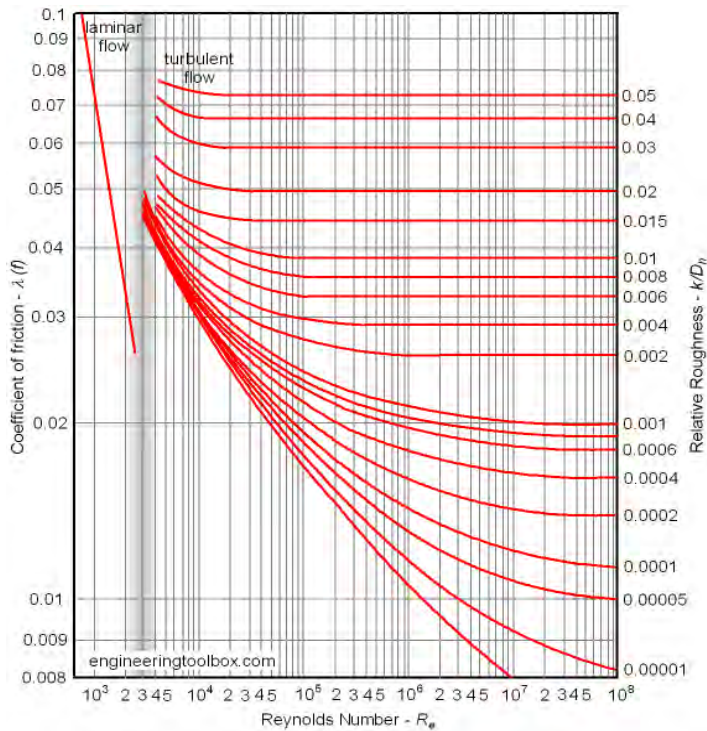
$f$  = Faktor gesekan pipa

=  $64 / R_e$  ( Untuk aliran Laminer )

=  $f(R_e/D)$  ( Untuk aliran turbulen

Nilai fungsi ( $f$ ) dicari menggunakan diagram mody dengan menggunakan harga  $R_e$  dan  $e/D$  ( kekasaran relatif ) yang sudah diketahui.





Gambar 2.16. Diagram Moody

Cara membaca diagram moody adalah sebagai berikut, mula-mula ditentukan besarnya angka reynold berdasarkan persamaan

$$Re = VD / \nu$$

Selanjutnya menentukan kekasaran relatif pipa berdasarkan persamaan. Kekasaran relatif =  $\epsilon/D$  dimana  $\epsilon$  adalah kekasaran rata-rata pipa dan D adalah diameter pipa.

Tabel 2.1 Daftar Absolute Material

Surface	Absolute Roughness Coefficient - k -	
	(m) $10^{-3}$	(feet)
Copper, Lead, Brass, Aluminum (new)	0.001 - 0.002	$3.33 - 6.7 \cdot 10^{-6}$
PVC and Plastic Pipes	0.0015 - 0.007	$0.5 - 2.33 \cdot 10^{-5}$
Stainless steel	0.015	$5 \cdot 10^{-5}$
Steel commercial pipe	0.045 - 0.09	$1.5 - 3 \cdot 10^{-4}$
Stretched steel	0.015	$5 \cdot 10^{-5}$
Weld steel	0.045	$1.5 \cdot 10^{-4}$
Galvanized steel	0.15	$5 \cdot 10^{-4}$
Rusted steel (corrosion)	0.15 - 4	$5 - 133 \cdot 10^{-4}$
New cast iron	0.25 - 0.8	$8 - 27 \cdot 10^{-4}$
Worn cast iron	0.8 - 1.5	$2.7 - 5 \cdot 10^{-3}$
Rusty cast iron	1.5 - 2.5	$5 - 8.3 \cdot 10^{-3}$
Sheet or asphalted cast iron	0.01 - 0.015	$3.33 - 5 \cdot 10^{-5}$
Smoothed cement	0.3	$1 \cdot 10^{-3}$
Ordinary concrete	0.3 - 1	$1 - 3.33 \cdot 10^{-3}$
Coarse concrete	0.3 - 5	$1 - 16.7 \cdot 10^{-3}$
Well planed wood	0.18 - 0,9	$6 - 30 \cdot 10^{-4}$
Ordinary wood	5	$16.7 \cdot 10^{-3}$

Dari angka reynold yang diperoleh, ditarik garis vertikal sampai memotong kurva kekasaran relatif yang sesuai (garis merah) pada satu titik, kemudian dari titik perpotongan tersebut ditarik garis horizontal hingga memotong garis koefisien gesekan. Dari sini maka dapat diketahui besarnya koefisien gesek dengan cara interpolasi.

Tabel 2.2 Daftar Koeffisien Loss Fitting

Daftar koeffisien loss fitting:

Type of Component or Fitting	Minor Loss Coefficient - $\xi$ -
Flanged Tees, Line Flow	0.2
Threaded Tees, Line Flow	0.9
Flanged Tees, Branched Flow	1.0
Threaded Tees, Branch Flow	2.0
Threaded Union	0.08
Flanged Regular 90° Elbows	0.3
Threaded Regular 90° Elbows	1.5
Threaded Regular 45° Elbows	0.4
Flanged Long Radius 90° Elbows	0.2
Threaded Long Radius 90° Elbows	0.7
Flanged Long Radius 45° Elbows	0.2
Flanged 180° Return Bends	0.2
Threaded 180° Return Bends	1.5
Fully Open Globe Valve	0
Fully Open Angle Valve	2
Fully Open Gate Valve	0.15
1/4 Closed Gate Valve	0.26
1/2 Closed Gate Valve	2.1
3/4 Closed Gate Valve	17
Forward Flow Swing Check Valve	2
Fully Open Ball Valve	0.05
1/3 Closed Ball Valve	5.5
2/3 Closed Ball Valve	200

### 2.13.7. *Minor Losses*

Perhitungan kerugian tekanan adalah salah satu kerugian yang tidak bisa dihindari pada suatu aliran fluida yang berupa berkurangnya tekanan pada suatu aliran, sehingga menyebabkan kecepatan aliran mengecil. Salah satu kerugian yang sering terjadi dan tidak dapat diabaikan pada

aliran air yang menggunakan pipa adalah kerugian tekanan akibat gesekan dan perubahan penampang atau belokan pipa yang mengganggu aliran normal. *Head losses* dicari melalui instalasi yang digunakan di sistem tersebut.

*Head Losses* dapat dihitung menggunakan rumus:

$$H_i = K \times v^2 / 2g$$

Dimana :

$H_i$  = *Minor losses*

$K$  = koefisien gesekan

$v$  = Kecepatan aliran

$g$  = Gaya gravitasi

### **2.13.8. *Head Total***

$$H_{\text{Losses}} = H_s + H_p + H_{Fs} + H_{Ls} + H_{Fd} + H_{Ld}$$

Dimana :

$H_s$  = *Head Statis*

$H_p$  = *Head Pressure* ( Tekanan )

$H_{Fs}$  = *Mayor Losses Suction*

$H_{Ls}$  = *Minor Losses Suction*

$H_{Fd}$  = *Mayor Losses Discharge*

$H_{Ld}$  = *Minor Losses Discharge*

## 2.14. Sistem Perpipaan (*Pipelines*)

Pipa adalah alat yang digunakan sebagai media yang dilalui fluida kerja untuk memindahkan dari satu tempat ke tempat lain. Dalam sistem kapal keruk (*Cutter Suction Dredger*) pipa digunakan sebagai media untuk menggali dan mengangkat lumpur pada waktu pengerukan. Oleh karena pipa memiliki kekasaran dan tingkat korosif yang dapat mempengaruhi kinerja dari pompa. Dalam sistem kerjanya dibagi menjadi 2 yaitu pipa hisap (*suction*) dan pipa buang (*discharge*), dalam sistem pipa memiliki gaya gesek sepanjang pipa yang menjadi tahanan material keruk yang melaluinya (*head loss and friction*), sehingga perlu diperhitungkan besarnya tahanan yang diperoleh sepanjang pipa dengan jenis pipa yang digunakan untuk mengeruk. Selain didasarkan oleh dimensional pipa, pipa oleh klas dikelompokkan menjadi 3 tingkatan dilihat dari fluida yang mengalir, sifat fluida, tekanan dan temperatur fluida sehingga diperlukan pemilihan bahan material yang sesuai dengan fluida kerja. Berdasarkan Perhitungan Darcy-Weishbach dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$H = f \times \frac{L \times V^{1.75}}{d \times 2g}$$

Dimana:

$f$  = faktor gesek pipa

$L$  = panjang pipa

$v$  = kecepatan aliran (*feet/second*)

$d$  = diameter dalam pipa (*feet*)

(sumber : *Huston, John. Hydraulic Dredging "Theoretical and Applied"*)

Tabel 2.3 Nilai kekasaran pipa

Material	$\varepsilon$ (mm)
Baja keling	0,9 -9,1
Beton	0,3-3,0
Papan kayu	0,18-0,91
Besi tuang	0,25
Besi tuang diaspal	0,12
Besi galvanis	0,15
Baja atau besi tempa	0,045
Pipa karet	0,0015

(sumber : Linsley dan Franzini, 1985)

Nilai  $f$  didapatkan dari moody diagram setelah mengetahui nilai rasio kekasaran pipa yang digunakan dengan diameter pipa, kemudian ditarik garis lurus horisontal maka akan menemukan besarnya nilai  $f$ .

$$\text{Kekasaran relatif} = \varepsilon / D$$

Dimana;  $\varepsilon$  = kekasaran pipa

$D$  = diameter pipa (mm)

#### **2.14.1. Katup dan *Fitting***

Aksesoris dalam sistem perpipaan sangat diperlukan agar sistem dapat berjalan dengan baik sesuai dengan perencanaan. *Head loss* terbesar berada pada komponen-komponen dari tipe dan jumlah aksesoris yang digunakan, sehingga dalam pemilihannya perlu diperhitungkan seefisien mungkin. Beberapa komponen pelengkap sistem yaitu katup, elbow, perbesaran dan penyempitan pipa, dll.

#### **2.14.2. *Stop Valve***

Katup ini berfungsi untuk mengalirkan dan memberhentikan aliran tetapi tidak dapat mencegah ketika terjadi aliran balik dan mengurangi tekanan yang ada di dalam fluida. Seperti *butterfly valve*, *gate valve*, *ball valve* dan *globe valve*.

#### **2.14.3. *Safety Valve***

Katup ini berfungsi untuk mengantisipasi ketika terjadi tekanan yang melebihi batas kerja katup (*over pressure*) atau untuk by pass pada pompa sehingga ketika pompa terjadi kerusakan maka fluida tetap dapat mengalir. Seperti *relief valve*, dan *back pressure valve*.

#### 2.14.4. Regulating Valve

*Regulating valve* berfungsi untuk menanggulangi aliran balik dan mengalir aliran ke arah yang diinginkan dengan mengurangi tekanan aliran. Seperti *NRV valve*, *three way valve*, dan *pressure reduction valve*.

Berdasarkan perumusan Darcy-Weisbach dapat dihitung nilai *head loss* pada pipa elbow sebagai berikut:

$$H = (k) \frac{v^2}{2g}$$

$$k = [0,131 + (1.847) \left(\frac{r}{R}\right)^{3.5}] \left(\frac{\phi}{180^\circ}\right)$$

Dimana :

R = jari-jari bending (feet)

r = jari-jari pipa (feet)

Ø = sudut bending

Nilai k bisa didapat dari penjumlahan beberapa Aksesoris pipa seperti katup, fitting, elbow, perbesaran dan penyempitan diameter pipa dengan nilai *minor loses coeffisien* yang didapat dari tabel 2.4.



Tabel 2.4 Nilai koefisien sambungan (*fitting*)

<i>Type or component or fitting</i>	<i>Minor loss coefficient</i>
<i>Flanged tees (line flow)</i>	0,2
<i>Threaded tees (line flow)</i>	0,9
<i>Flanged tees (branched flow)</i>	1,0
<i>Threaded tees (branched flow)</i>	2,0
<i>Threaded union</i>	0,08
<i>Flanged regular 90° elbow</i>	0,3
<i>Threaded regular 90° elbow</i>	1,5
<i>Threaded regular 45° elbow</i>	0,4
<i>Flanged long radius 90° elbow</i>	0,2
<i>Threaded long radius 90° elbow</i>	0,7
<i>flanged</i>	0,2

(Sumber : [www.engineeringtoolbox.com](http://www.engineeringtoolbox.com))

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

## **BAB III**

### **METODOLOGI PENELITIAN**

#### **3.1 Pendahuluan**

Metodologi penelitian merupakan suatu langkah yang dilakukan agar tercapainya suatu tujuan dan alur sebuah skripsi. Terdapat beberapa langkah yang akan diterangkan dalam metodologi penelitian ini.

#### **3.2 Tahapan Pengerjaan Skripsi**

##### **1. Identifikasi dan Perumusan Masalah**

Merupakan hasil dari identifikasi terhadap permasalahan yang diangkat dalam pengerjaan skripsi. Dari hasil identifikasi masalah dapat ditentukan langkah-langkah yang harus dilakukan dalam pengerjaan skripsi beserta metode yang diterapkan dalam menyelesaikan masalah yang ada. Tahapan ini mengidentifikasi suatu permasalahan, yaitu tentang perancangan kapal serta sistem permesinan pada *Auger Cutter Suction Dredger* sebagai metode pengerukan pada area waduk atau danau.

##### **2. Studi Literatur Tentang Metode Pengerukan Auger Cutter Suction Dredger**

Pada tahapan ini dilakukan studi literature terhadap berbagai referensi terkait dengan topik penelitian. Studi pustaka ini dimaksudkan untuk mencari konsep dan metode

yang tepat untuk menyelesaikan masalah yang telah dirumuskan pada tahap sebelumnya dan untuk mewujudkan tujuan yang dimaksudkan. Studi pustaka ini termasuk mencari referensi atas teori-teori yang terkait atau hasil penelitian yang pernah dilakukan sebelumnya. Studi literatur dapat diperoleh dari beberapa sumber, seperti buku, jurnal, paper dan internet.

### **3. Perhitungan dan Perancangan pada Sistem Permesinan Auger Cutter Suction Dredger**

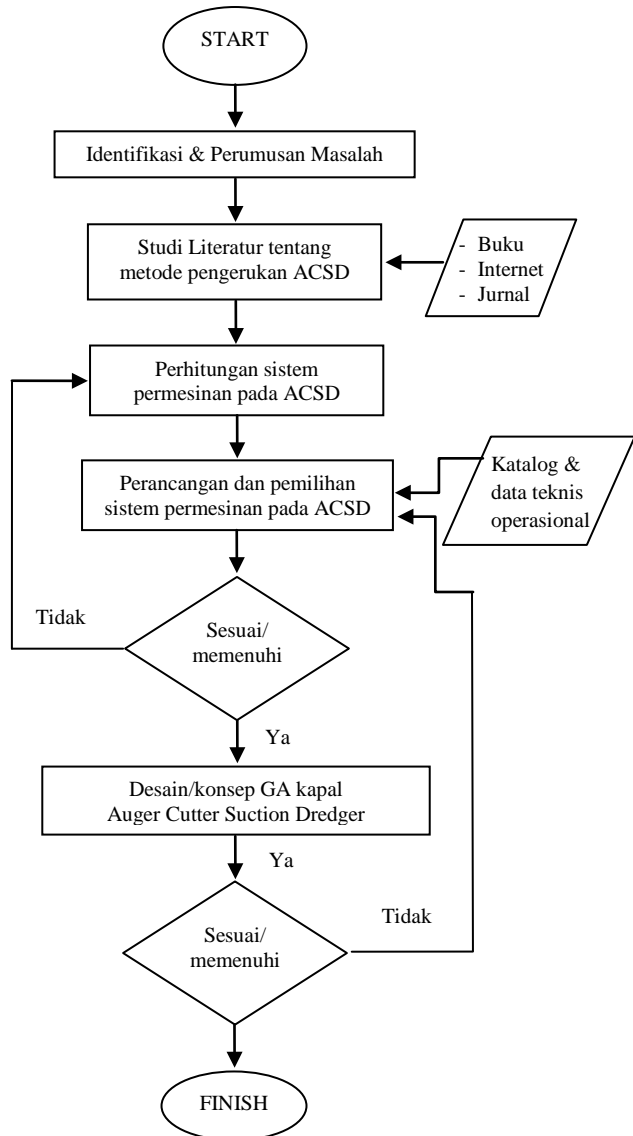
Dalam perhitungan dan perancangan sistem permesinan pada ACSD agar hasil produksinya dapat tercapai, harus memperhatikan parameter-parameter antara lain sebagai berikut:

1. Kapasitas dan dimensi pompa yang digunakan
2. Kapasitas dan dimensi winch penarik pipa hisap
3. Kebutuhan tenaga penggerak kapal
4. Perhitungan perancangan sistem hidrolis.
5. Perancangan instalasi dan desain kapal ACSD.

### **4. Desain / konsep GA Kapal Auger Cutter Suction Dredger**

Dalam perancangan sistem permesinan pada Amphibious Cutter Suction Dredger, konsep *general arrangement* kapal yang akan digunakan akan sangat membantu untuk menentukan apakah metode pengerukan tersebut bisa dilakukan secara maksimal atau tidak. Dalam konsep general arrangement kapal juga dapat dilihat perancangan sistem permesinan kapal tersebut sudah maksimal apa belum.

Pada proses pembuatan tugas akhir ini dapat dibuat flowchart sebagai berikut:



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

## **BAB IV**

### **PEMBAHASAN**

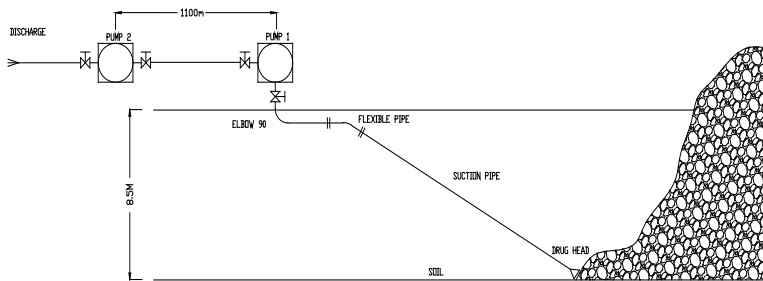
#### **4.1. Perhitungan Kapasitas Produksi**

Seperti pada kasus kapal keruk lainnya, kapasitas produksi ditentukan oleh permintaan dan kemampuan produksinya. Perencanaan aplikasi dari kapal keruk ini digunakan dalam proses pengerukan untuk normalisasi waduk, sungai dan rawa. Kapal keruk ini harus di desain sesuai dengan material yang akan dikeruk, dimana material yang akan dikeruk yaitu berupa pasir, *gravel* dan lumpur. Desain kapal keruk ini harus dapat menghisap material dari batu dan pasir.

Desain dari kapasitas produksi bergantung pada kekerasan *soil*. Semakin keras bidang pengerukan maka kapasitas produksi akan berkurang, oleh karena itu diperlukan *cutter* sebagai penghancur dari kerasnya material tersebut. Untuk merencanakan *cutter head* agar dapat menghancurkan *gravel* sehingga perlu perencanaan dari putaran dan bahan dari *cutter head*. Untuk merencanakan tata letak dari equipment dari kapal keruk ini diperlukan desain dari kapal keruk tersebut atau *general arrangement*. Dalam peletakan *equipment* tersebut harus direncanakan sesuai standart

peletakan atau memudahkan dalam operasional peralatan-peralatan tersebut.

Langkah-langkah dalam perancangan sistem permesinan pada kapal *Auger Cutter Suction Dredger* yang diantaranya adalah pemilihan kapasitas dan dimensi pompa. Hal ini bertujuan agar sistem permesinan pada kapal keruk tersebut dapat dijadikan dasar dalam perancangan *general arrangement* kapal keruk yang akan di desain. Dalam perencanaan ini ditentukan kapasitas produksi yauti sebesar  $1200 \text{ m}^3/\text{h}$ . Langkah pertama yaitu membuat gambar *layout* perencanaan system *dredger*. Dibawah ini adalah gambar *layout* dari system *dredger*.



Gambar 4.1 Layout pompa *dredger*

Dari gambar layout tersebut dapat dihitung kebutuhan *assesories* pompa *dredger*. Di bawah ini adalah tabel jumlah komponen yang terdapat di *dredger pump*.



Tabel 4.1 Komponen *Dredger*

No.	Komponen	n	Jumlah
1	Suction steel pipe	1	10 m
2	Discharge steel pipe	1	4 m
3	Rubber pipe	27@7,6 m	205 m
4	Filter	1	1
5	Flange	60	60
6	Gate valve	1	1
6	NRV valve	1	1

#### 4.1.1. Perhitungan Produksi Material

Adapun komposisi material yang terdapat pada perairan waduk yang akan dihisap terdiri dari lumpur, kerikil, pasir dan air laut. Dimana prosentase penghisapan sebagai berikut:

Tabel 4.2 komposisi *mixture of fluida*

No.	Material	Berat Jenis (ton /m <sup>3</sup> )	Prosentase (%)	Jumlah (ton/m <sup>3</sup> )
1.	<i>Slurry</i>	2,65	30,00 %	0,795
2.	<i>Gravel</i>	1,92	5,20 %	0,100
3.	<i>Sand</i>	1,40	10,12 %	0,142
4.	Air laut	1,025	54,68 %	0,560
Jumlah				1,597

Perhitungan untuk *slurry*, *gravel* dan pasir 45,32% serta air laut 54,68%.

$$\begin{aligned}
\text{Insitu} &= \text{SG solid} \times \text{persen} + \text{SG air laut} \times (1 - \text{persen}) \\
&= 5,97 \times 45,32\% + 1,025 \times (1 - 45,32\%) \\
&= 3,27
\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas maka didapatkan nilai spesifik gravity untuk tiap-tiap jenis material (*solids*), campuran (*slurry/mixture*) dan air laut. Berikut adalah datanya:

- Spesifik gravity padat (S.G.s) = 5,97
- Spesifik gravity air laut (S.G.f) = 1,025
- Spesifik gravity campuran (S.G.m) = 3,27

Dengan data diatas, maka kita bisa menentukan besarnya nilai  $C_w$  dan  $C_v$ . Dimana :

$C_w$  = Konsentrasi materials (*solids*) oleh berat

$C_v$  = Konsentrasi materials (*solids*) oleh volume

Untuk mendapatkan nilai  $C_w$  dan  $C_v$ , maka dapat dicari dengan menggunakan formula dibawah ini:

$$C_w = \frac{S.G.s(S.G.m - S.G.f)}{S.G.m(S.G.s - S.G.f)}$$

Sehingga,

$$C_w = \frac{5,97(4,32 - 1,025)}{4,32(5,97 - 1,025)}$$

$$C_w = 0,828$$

Setelah mendapatkan nilai tersebut, maka dihitung nilai Cv. Adapun formula yang dapat digunakan adalah sebagai berikut.

$$Cv = \frac{S.G.m}{S.G.s} \times Cw$$

$$Cv = \frac{3,27}{5,97} \times 0,828$$

$$Cv = 0,4532$$

$$Cv = 45,32 \%$$

#### 4.1.2. Pemilihan Diameter Pipa Masuk (*Suction Pipe*)

Untuk pemilihan diameter dari pipa yang akan digunakan dapat dilakukan pemilihan pipa sesuai dengan spesifikasi yang diinginkan. Pemilihan ini berdasarkan kedalaman dari *head statis suction*. Berikut adalah tabel pemilihan diameter pipa berdasarkan kedalaman pipa hisap

Tabel 4.3. *Maximum and minimum working depths of dredger*

<i>N o.</i>	<i>Dredger Type</i>	<i>Size</i>	<i>Min. Dept (m)</i>	<i>Max. Dept (m)</i>
1.	<i>Trailer</i>	<i>Hopper capacity</i>		
	<i>a) Small</i>	<i>- Under 1500 m<sup>3</sup></i>	5	15

<i>N o.</i>	<i>Dredger Type</i>	<i>Size</i>	<i>Min. Dept (m)</i>	<i>Max. Dept (m)</i>
	<i>b) Medium</i> <i>c) large</i>	- 1500 to 4000 m <sup>3</sup> - Over 4000 m <sup>3</sup>	7 9	20 35/8 0
2.	<i>Cutter</i> <i>a) Small</i> <i>b) Medium</i> <i>c) large</i>	<i>Disch. Pipe dia.</i> - Under 400 - 400 to 800 - Over 800	1 1,5 2	9 17 30
3.	<i>Bucket</i> <i>a) Small</i> <i>b) Medium</i> <i>c) Large</i>	<i>Bucket capacity</i> - Under 300 litres - 300 to 600 litres - Over 600 litres	5 7,5 10	12 19 30
4.	<i>Backhoe</i> <i>a) Small</i> <i>b) Medium</i> <i>c) Large</i>	<i>Bucket capacity</i> - Under 2 m <sup>3</sup> - 2 to 5 m <sup>3</sup> - Over 5 m <sup>3</sup>	2 2,5 3	8 11 25
5.	<i>Grab</i> <i>a) Small</i> <i>b) Medium</i> <i>c) Large</i>	<i>Grab capacity</i> - Under 3 m <sup>3</sup> - 3 to 6 m <sup>3</sup> - Over 6 m <sup>3</sup>	1 1,5 2	No .limit

<i>N o.</i>	<i>Dredger Type</i>	<i>Size</i>	<i>Min. Dept (m)</i>	<i>Max. Dept (m)</i>
6.	<i>Drilling Pontons</i>			
	<i>a) modular</i>		2	30
	<i>b) bulkheaded</i>		3	30
	<i>c) spudded</i>		5	30

Berdasarkan tabel diatas, untuk jenis kapal *cutter dredger* dengan ukuran *small* didapatkan diameter pipa suction dibawah 400 mm dengan kedalaman minimum 1 meter dan maksimum 9 meter. Untuk perencanaan diameter pipa *suction* diatas 300 mm, karena kedalaman pipa yang dihisap sebesar 8,5 m.

Perhitungan typical pompa :

Rencana lumpur yang dipindahkan	= 4000 ton/jam
Spesifik kepadatan	= 5,97
Ukuran partikel	= 4,76 mm
Konsentrasi kepadatan	= 45,32 % dari berat
Head statik <i>discharge</i>	= 0 m
Head statik <i>suction</i>	= 8,5 m
Panjang pipa <i>suction</i>	= 10 m

Panjang pipa <i>discharge</i>	= 200 m
<i>Valve &amp; fitting</i>	= 2 x 90° radius bend.
( <i>butterfly valve</i> k=0,6)	= 6 x 0,6 = 3,6
<i>Quantity Pumped :</i>	
Lumpur yang dipindahkan <i>mixture</i>	= 4000 ton/jam
Berat dari volume air	= 4000 / 5,970
	= 670,02 ton / jam
Berat air dalam lumpur	= 54,68% x 4000
	= 2187,20 ton / jam
Total berat lumpur	= 4000 + 2187,20
	= 6187,20 ton / jam
Berat total volume air	= 670,02 + 2187,20
	= 2857,22 ton / jam
Spesifik gravity <i>slurry mixture</i>	= 6187,20 / 2857,22
	= 2,17
Banyaknya lumpur	= <u>2857,22 x 1200</u>
	60 x 8,34
	= 4803,88 gpm
	dimana berat air 8,34 / gal
Konsentrasi kepadatan	= (100/2857,22) x 1200
	= 42,00 %

#### 4.1.3. Perhitungan Waktu Yang Dibutuhkan

Adapun parameter-parameter yang yang perlu diketahui antara lain:

- Kapasitas yang direncanakan  $= 1200 \text{ m}^3/\text{hr}$   
 $= 0,33 \text{ m}^3/\text{s}$
- Ukuran material rata-rata (berdasarkan tabel 4.1)
  - a) Pasir (*medium*)  $= 0,6 - 0,2 \text{ mm}$   
Direncanakan  $= 0,5 \text{ mm}$
  - b) Kerikil (*medium*)  $= 20 - 6 \text{ mm}$   
Direncanakan  $= 10 \text{ mm}$
  - c) Endapan lumpur (*medium*)  $= 0,02 - 0,006 \text{ mm}$   
Direncanakan  $= 0,02 \text{ mm}$

Jadi ukuran rata-rata material adalah:

$$= 0,5 + 10 + 0,02 = 10,52 \text{ mm}$$

- Head statis *discharge*  $= 0 \text{ m}$
- Head statis *suction*  $= 8,5 \text{ m}$
- Panjang pipa *discharge (rubber)*  $= 500 \text{ m}$
- Panjang pipa *suction*  $= 10 \text{ m}$
- Katup  $= 2 \text{ buah}$

Selanjutnya adalah menentukan ukuran pipa yang akan digunakan.

$$Q = \frac{V}{t}$$

Dimana:

$$\begin{aligned} Q &= \text{kapasitas pengerukan kapal} \\ &= 1200 \text{ m}^3/\text{hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V &= \text{volume total yang akan dikeruk} \\ &= 25000 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$t = \text{waktu yang dibutuhkan (jam)}$$

sehingga,

$$Q = V/t$$

$$1200 = 25000/t$$

$$t = 25000/1200$$

$$t = 20,83 \text{ jam}$$

#### **4.1.4. Perhitungan Diameter Pipa (*Pipe Diameter*)**

Menghitung diameter pipa

$$v = \frac{Q \times 0,4085}{d^2}$$

Dimana:

$$v = \text{kecepatan aliran (m/s)}$$

$$Q = \text{besarnya kapasitas (m}^3/\text{hr)}$$

$$d = \text{diameter pipa (mm) atau (inch)}$$

Adapun kecepatan aliran bisa didapatkan dari tabel di bawah ini.



Tabel 4.4. Kecepatan pengangkutan yang dibutuhkan untuk berbagai jenis material

<b>Tipe material</b>	<b>Laju kecepatan (m/s)</b>
Endapan lumpur ( <i>silt</i> )	2 – 3
<i>Fine sand</i>	3 – 4
<i>Medium sand</i>	3.5 – 4.5
Kerang laut ( <i>shell</i> )	3.5 – 4.5
Tanah liat yang sangat lembut	4 – 5
Tanah kasar ( <i>coarse sand</i> )	4 – 5
<i>Sand with fine gravel</i>	4.5 – 5
<i>Sand with medium gravel</i>	4.5 – 5.5
<i>Stiff clays</i>	4.5 – 5.5
<i>Sand with coarse gravel</i>	5 – 5.5
<i>Sand, gravel and cobbles</i>	5.5 – 6.5

(*Dredging, A Handbook For Engineering, Bab 7, Hal 191*)

Material yang akan diangkut mengandung 3 unsur yaitu pasir (*sand*), kerikil (*gravel*) dan endapan lumpur. Sedangkan material pipa menggunakan jenis baja (*steel*) yang nantinya akan dibantu oleh *discharge hose pipe* untuk mengapung di air. Berdasarkan jenis material tersebut maka kecepatan aliran pada pipa *suction* dan *discharge* yang direncanakan adalah sebagai berikut:

- Kecepatan aliran pada pipa *suction* ( $V_1$ )

<i>Sand with medium gravel</i>	= 4,5	m/s
Endapan lumpur ( <i>silt</i> )	= 2,5	m/s
Total kecepatan rata-rata	= 7/2	m/s
	= 3,5	m/s

- Kecepatan aliran pada pipa *discharge* ( $V_2$ )

<i>Sand with medium gravel</i>	= 5	m/s
Endapan lumpur ( <i>silt</i> )	= 3	m/s
Total kecepatan rata-rata	= 8/2	m/s
	= 4	m/s

Menghitung diameter pipa *suction* ( $d_1$ )

$$v = \frac{Q \times 0,4085}{d^2}$$

$$3,5 = \frac{1200 \times 0,4085}{d^2}$$

$$d^2 = \frac{1200 \times 0,4085}{3,5}$$

$$d^2 = 140,06 \quad \text{inch}$$

$$d = 11,83 \quad \text{inch}$$

Berdasarkan hasil tersebut direncanakan ukuran pipa masuk adalah:

Diameter luar (OD)	= 12,75	inch
	= 323,85	mm
Ketebalan	= 0,375	inch
	= 9,53	mm

$$\begin{aligned}
 \text{Diameter dalam (ID)} &= 12,00 && \text{inch} \\
 &= 304,80 && \text{mm} \\
 \text{Nominal pipe size} &= 12 \\
 \text{Panjang pipa} &= 10000 && \text{mm} \\
 &= 10 && \text{m}
 \end{aligned}$$

Menghitung diameter pipa *discharge* ( $d_2$ )

$$\begin{aligned}
 V_1 \times A_1 &= V_2 \times A_2 \\
 \left(\frac{1}{4} \times \pi \times d_1^2\right) \times v &= \left(\frac{1}{4} \times \pi \times d_2^2\right) \times v \\
 \left(\frac{1}{4} \times \pi \times 304,80^2\right) \times 3,5 &= \left(\frac{1}{4} \times \pi \times d_2^2\right) \times 4 \\
 d_2^2 &= (304,80^2 \times 3,5) / 4 \\
 d_2 &= 285,11 && \text{mm} \\
 d_2 &= 11,22 && \text{inch}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan hasil tersebut direncanakan ukuran pipa keluar adalah:

$$\begin{aligned}
 \text{Diameter luar (OD)} &= 12,75 && \text{inch} \\
 &= 323,85 && \text{mm} \\
 \text{Ketebalan} &= 0,688 && \text{inch} \\
 &= 17,48 && \text{mm} \\
 \text{Diameter dalam (ID)} &= 11,37 && \text{inch} \\
 &= 288,90 && \text{mm} \\
 \text{Nominal pipe size} &= 12
 \end{aligned}$$

Panjang pipa                      = 10000 mm  
   = 100 m

#### 4.1.5. Perhitungan Head Pompa

Head adalah energi mekanik yang terkandung dalam satu satuan berat zat cair yang mengalir. Secara umum *head* dirumuskan sebagai berikut :

$$H = \frac{\rho}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + Z$$

Dimana:

- P    = Tekanan zat cair (Kgf/m)
- V    = Rata-rata kecepatan aliran zat cair (m/s)
- $\gamma$     = Berat zat cair persatuan volume (kgf/m)
- g    = Percepatan gravitasi ( $\text{m/s}^2$ )
- z    = Ketinggian (m)

Head total adalah gabungan antara *static head* ( $H_s$ ), *pressure head* ( $H_p$ ), *velocity head* ( $H_v$ ) dan ditambah *losses* karena *friction* ( $H_f$ ) pada *suction* dan *discharge pump*.

$$H_t = H_s + H_p + H_v + H_f$$

##### 1. Head Statis ( $H_s$ )

Head statis merupakan head karena perbedaan ketinggian antara muka air pada sisi isap dan sisi keluar. Dirumuskan sebagai berikut :

$$H_s = Z_2 - Z_1$$

Dimana:

$$\begin{aligned} Z_1 &= \text{ketinggian permukaan cairan pada posisi masuk} \\ &= 8,5 \text{ m/ss} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_2 &= \text{ketinggian permukaan cairan pada posisi keluar} \\ &= 1 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} H_s &= Z_2 - Z_1 \\ &= 1 - (-8,5) = 9,5 \text{ m} \end{aligned}$$

## 2. Head Tekanan (Hp)

*Head* tekanan adalah *head* yang diperlukan untuk mengatasi suatu tekanan di dalam aliran fluida dari sistem pada suatu pompa. Dirumuskan sebagai berikut:

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\rho g}$$

Dimana:

$P_2 - P_1$  = Beda tekanan pada kedua permukaan sisi masuk dan keluar

$\rho$  = berat jenis cairan ( $\text{kg/m}^3$ )

$g$  = percepatan gravitasi ( $\text{m/s}^2$ )

maka,

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\rho g}$$

$H_p = 0$  (karena lokasi dalam keadaan alam terbuka, maka tekanan pada saat masuk dan keluar nilainya sama)

### 3. Head Kecepatan ( $H_v$ )

*Head* kecepatan merupakan *head* karena perbedaan kecepatan pada sisi *discharge* dan *suction*. Dirumuskan sebagai berikut:

$$H_v = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

Dimana:

$$\begin{aligned} v_1 &= \text{kecepatan rata-rata pada posisi masuk (m/s)} \\ &= 3,5 \quad \text{m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_2 &= \text{kecepatan rata-rata pada posisi keluar (m/s)} \\ &= 4 \quad \text{m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} g &= \text{percepatan gravitasi (m/s}^2\text{)} \\ &= 9,8 \quad \text{m/s}^2 \end{aligned}$$

maka,

$$H_v = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

$$H_v = \frac{4^2 - 3,5^2}{2 \times 9,8}$$

$$H_v = 0,191 \text{ m/s}$$

#### 4. Head Losses (Hf)

Merupakan head yang diperlukan untuk mengatasi kerugian-kerugian gesek pada pipa (*head loss minor*) serta head yang diperlukan untuk mengatasi kerugian karena panjang pipa (*head loss mayor*).

##### a) *Head loss mayor pipa masuk (suction pipe)*

Adalah kerugian yang diakibatkan karena adanya gesekan dalam pipa masuk. Secara matematis dirumuskan dengan:

$$H_{mayor} = \lambda \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Selanjutnya, untuk aliran yang laminar dan turbulen terdapat rumus yang berbeda. Sebagai patokan apakah aliran tersebut merupakan aliran laminar atau turbulen, maka dapat dicari dengan menggunakan bilangan Reynolds:

$$Re = \frac{v \times D}{\nu}$$

Dimana:

Re = Bilangan Reynolds

v = Kecepatan rata-rata aliran di dalam pipa

= 3,5 m/s

D = diameter dalam pipa

= 0,305 m

V = viskositas kenematik zat cair ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

=  $0,801 \text{ m}^2/\text{s}$  (pada temperatur  $30^\circ\text{C}$ )

Nilai viskositas kinematik didapatkan dari tabel dibawah ini.

Tabel 4.5. Sifat-sifat fisik air

Temperatur ( $^\circ\text{C}$ )	Kerapatan ( $\text{kg/l}$ )	Viskositas kinematik ( $\text{m}^2/\text{s}$ )
0	0,9998	$1,792 \times 10^{-6}$
5	1,0000	1,520
10	0,9998	1,307
20	0,9983	1,004
<b>30</b>	<b>0,9957</b>	<b>0,801</b>
40	0,9923	0,658
50	0,9980	0,554
60	0,9832	0,475
70	0,9777	0,413
80	0,9716	0,365
90	0,9652	0,326
100	0,9581	0,295
120	0,9431	0,244
140	0,9261	0,211
160	0,9073	0,186
180	0,8869	0,168
200	0,8647	0,155
220	0,8403	0,150
240	0,8140	0,136
260	0,7840	0,131
280	0,7510	0,128
300	0,7120	0,127

(Pompa Dan Kompresor, Bab 2 hal 24)



Dimana range untuk nilai Re adalah:

Pada  $Re < 2300$ , aliran bersifat laminar

Pada  $Re > 4000$ , aliran bersifat turbulen

Pada  $Re = 2300 - 4000$ , merupakan daerah transisi, dimana aliran dapat bersifat laminar atau turbulen, tergantung pada kondisi pipa dan aliran.

Maka nilai Re adalah:

$$Re = \frac{v \times D}{\nu}$$

$$Re = \frac{3,5 \times 0,305}{0,801 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 1,33 \times 10^6 \text{ (Aliran bersifat turbulen)}$$

Untuk aliran turbulen, bisa menggunakan perhitungan dengan formula Darcy. Untuk nilai kekasaran material pipa yang akan digunakan bisa dilihat pada tabel dibawah ini.

Tabel 4.6. Koefisien kekasaran material

<i>Surface</i>	<i>Absolute Roughness Coefficient</i> <i>-k-</i>	
	<i>(m) 10<sup>-3</sup></i>	<i>(feet)</i>
<i>Cooper, Lead, Brass, Aluminium (new)</i>	0,001-0,002	$3,33-6,7 \cdot 10^{-6}$
<i>PVC and Plastic Pipes</i>	0,0015-0,007	$0,5-2,33 \cdot 10^{-5}$
<i>Stainless steel</i>	0,015	$5 \cdot 10^{-5}$
<i>Steel commercial pipe</i>	0,045-0,09	$1,5-3 \cdot 10^{-4}$
<i>Stretched steel</i>	0,015	$5 \cdot 10^{-5}$
<i>Weld steel</i>	0,045	$1,5 \cdot 10^{-4}$

<i>Galvanized steel</i>	0,15	$5 \cdot 10^{-4}$
<i>Rusted steel (corrosion)</i>	0,15-4	$5-133 \cdot 10^{-4}$
<i>New cast iron</i>	0,25-0,8	$8-27 \cdot 10^{-4}$
<i>Worn cast iron</i>	0,8-1,5	$2,7 - 5 \cdot 10^{-3}$
<i>Rusty cast iron</i>	1,5-2,5	$5-8,3 \cdot 10^{-3}$
<i>Sheet or asphalted cast iron</i>	0,01-0,015	$3,33-5 \cdot 10^{-5}$
<i>Smoothed cement</i>	0,3	$1 \cdot 10^{-3}$
<i>Ordinary concrete</i>	0,3-1	$1-3,33 \cdot 10^{-3}$
<i>Coarse concrete</i>	0,3-5	$1-16,7 \cdot 10^{-3}$
<i>Well planed wood</i>	0,18-0,9	$6-30 \cdot 10^{-4}$
<i>Ordinary wood</i>	5	$16,7 \cdot 10^{-3}$

Jenis pipa yang akan digunakan terdapat dua jenis yaitu:

#### ❖ **Pipa rubber**

$$\text{Kekasaran relatif} = \frac{k}{d}$$

$$\begin{aligned} (\text{relatif roughness}) &= \frac{0,007 \times 10^{-3}}{0,305} \\ &= 0,000023 \end{aligned}$$

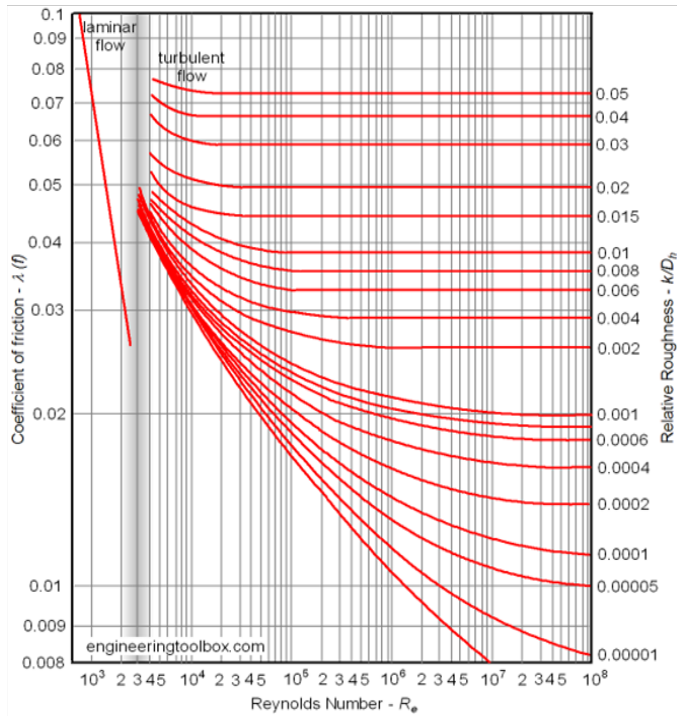
$$\text{Maka nilai } \lambda = 0,009$$

*Head loss mayor pipa masuk (rubber)*

$$H_{mayor} = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$H_{mayor} = 0,009 \times \frac{1}{0,305} \times \frac{3,5^2}{(2 \times 9,8)}$$

$$H_{mayor} = 0,02 \text{ m}$$



Gambar 4.2 Diagram moody

❖ **Steel (baja)**

$$\text{Kekasaran relatif} = \frac{k}{d}$$

$$(\text{relatif roughness}) = \frac{0,150 \times 10^{-3}}{0,398}$$

$$= 0,00049$$

$$\text{Maka nilai } \lambda = 0,018$$

*Head loss* mayor pipa masuk (*steel*)

$$H_{mayor} = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$H_{mayor} = 0,018 \times \frac{9}{0,305} \times \frac{3,5^2}{(2 \times 9,8)}$$

$$H_{mayor} = 0,33 \text{ m}$$

**b) Head loss major pipa keluar (discharge pipe)**

Adalah kerugian yang diakibatkan karena adanya gesekan dalam pipa keluar. Secara matematis dirumuskan dengan:

$$H_{mayor} = \lambda \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Selanjutnya, untuk aliran yang laminar dan turbulen terdapat rumus yang berbeda. Sebagai patokan apakah aliran tersebut merupakan aliran laminar atau turbulen, maka dapat dicari dengan menggunakan bilangan reynolds. Langkah sama seperti perhitungan diatas.

Maka nilai Re adalah

$$Re = \frac{v \times D}{\nu}$$

$$Re = \frac{4 \times 0,289}{0,801 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 1,44 \times 10^6 \text{ (Aliran bersifat turbulen)}$$

Jenis pipa yang akan digunakan terdapat dua jenis yaitu:

❖ **Pipa rubber**

$$\text{Kekasaran relatif} = \frac{k}{d}$$

$$\begin{aligned} (\text{relatif roughness}) &= \frac{0,007 \times 10^{-3}}{0,289} \\ &= 0,000024 \end{aligned}$$

$$\text{Maka nilai } \lambda = 0,0092$$

*Head loss* mayor pipa keluar (*rubber*)

$$HL_{\text{mayor}} = \lambda \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$HL_{\text{mayor}} = 0,0009 \times \frac{196}{0,289} \times \frac{4^2}{2 \times 9,8}$$

$$HL_{\text{mayor}} = 5,10 \text{ m}$$

❖ **Steel (baja)**

$$\text{Kekasaran relatif} = \frac{k}{d}$$

$$\begin{aligned} (\text{relatif roughness}) &= \frac{0,150 \times 10^{-3}}{0,289} \\ &= 0,000519 \end{aligned}$$

$$\text{Maka nilai } \lambda = 0,018$$

*Head loss* mayor pipa keluar (*steel*)

$$HL_{\text{mayor}} = \lambda \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$H_{\text{mayor}} = 0,018 \frac{4}{0,289} \times \frac{4^2}{2 \times 9,8}$$

$$H_{\text{mayor}} = 0,20 \text{ m}$$

Maka *Head Loss mayor* total yaitu:

$$\begin{aligned} \text{HL Total} &= 0,02 + 0,33 + 5,10 + 0,20 \\ &= 5,65 \text{ m} \end{aligned}$$

### c) *Head loss minor pipa masuk*

Merupakan kerugian yang terjadi pada jalur pipa. Yang antara lain terjadi karena ukuran pipa, bentuk penampang atau berubahnya arah aliran karena filter. Secara matematis ditulis:

No.	Items	n	k	n x k
1.	Elbow 90 <sup>0</sup>	1	0,75	0,75
2.	Gate valve	1	0,19	0,19
3.	Flange	3	0,20	0,60
4.	Filter	1	0,58	0,58
		Total	2,12	

$$HL_{\text{minor}} = f \times \frac{v^2}{2g}$$

$$HL_{\text{minor}} = 2,12 \times \frac{3,5^2}{2 \times 9,8}$$

$$HL_{\text{minor}} = 1,325 \text{ m}$$

**d) Head loss minor pipa keluar**

No.	Items	n	k	n x k
1.	NRV valve	1	2	2
2.	Flange	40	0,20	10,6
			Total	10,0

$$HL_{minor} = f \times \frac{v^2}{2g}$$

$$HL_{minor} = 10,0 \times \frac{4^2}{2 \times 9,8}$$

$$HL_{minor} = 8,16 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \text{Head loss minor total} &= 1,325 + 8,16 \\ &= 9,49 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Head loss total} &= 5,65 + 9,49 \\ &= 15,14 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Head total} &= H_s + H_p + H_v + H_l \\ &= 9,5 + 0 + 0,191 + 14,66 \\ &= 24,83 \text{ m} \end{aligned}$$

#### **4.1.6. Pemilihan Pompa**

Berdasarkan perhitungan diatas maka didapat dua data utama yaitu:

$$\text{- Kapasitas pompa} = 1200 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Head = 24,83 m

Berdasarkan dua data tersebut, maka didapatkan pemilihan pompa sebagai berikut:



Gambar 4.3. Horizontal slurry pump

Spesifikasi pompa:

Nama pompa	= BG (H) Gravel Sand Slurry Pump
Tipe pompa	= 10/8S-BGH Sentrifugal
Kapasitas	= 180 – 1440 m <sup>3</sup> /jam
Head	= 24 – 80 m
Daya maks	= 560 kW
Kecepatan putaran	= 500-950 rpm
Efisiensi	= 72 %
Impeller diameter	= 711 mm



Tabel 4.7 *Performance Gravel Sand Slurry Pump*

Pump Model	Allowable Max. Power kw	Clear Water Performance						
		Capacity Q		Head H(m)	Speed n(r/min)	Max. Eff. $\eta$ %	NPSH (m)	Impeller Dia.
		m <sup>3</sup> /h	l/s					
6/4D-BG	60	36 - 250	10 - 70	5 - 52	600-1400 58	58	2.5 - 3.5	378
8/6E-BG	120	126 - 576	35 - 160	6 - 45	800-1400 60	60	3 - 4.5	378
10/8S-BG	560	216 - 936	60 - 260	8 - 52	500-1000 65	65	3 - 7.5	533
10/8S-BGH	560	180 - 1440	50 - 400	24 - 80	500-950 72	72	2.5 - 5	711
12/10G-BG	600	360 - 1440	100 - 400	10 - 60	400-850 65	65	1.5 - 4.5	667
12/10G-BGH	600	288 - 2808	80 - 780	16 - 80	350-700 73	73	2. - 10	950
14/12G-BG	600	576 - 3024	160 - 840	8 - 70	300-700 68	68	2. - 8	864
16/14G-BG	600	720 - 3600	200 - 1000	18 - 44	300-500 70	70	3. - 9	1016
16/14TU-BGH	1200	324 - 3600	90 - 1000	26 - 70	300-500 72	72	3. - 6	1270
18/16TU-BG	1200	720 - 4320	200 - 1200	12 - 48	250-500 72	72	2.5 - 8	1067



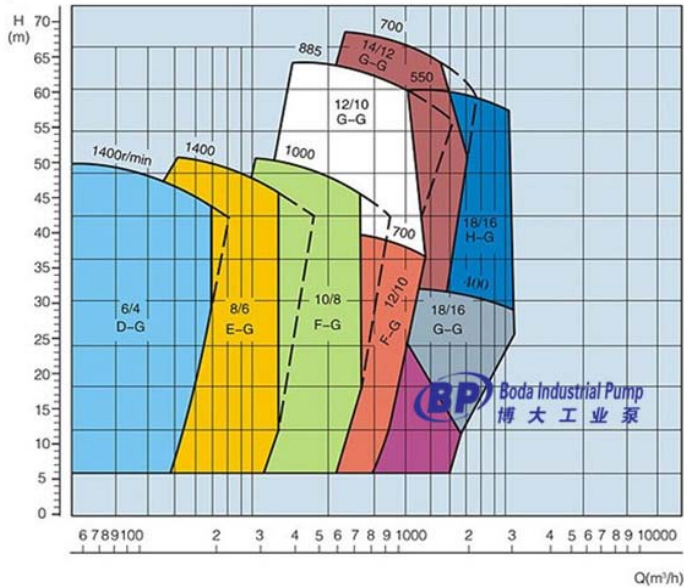
**Main Part Number At The Drawing**

003 : Base	131 : Bowl
005 : Bearing Assembly	137 : Impeller
132 : Intake Joint	041 : Back Liner
Discharge Joint	135 : Door Clamp Ring
130 : Discharge Flange	134 : Adapter Plate Clamp Ring
Intake Flange	124 : Volute Cover Seal
013 : Cover Plate	

**Gambar 4.4. Bagian komponen pompa slurry**

**Tabel 4.8. Material Konstruksi Pompa Slurry**

	Volute	Impellers	Base	Expeller	Expeller Ring	Shaft Sleeve	Seals
Standard	High Chrome Alloy	High Chrome Alloy	Cast Iron	Chrome Alloy or SG Iron	Chrome Alloy or SG Iron	SG Iron	Natural Rubber
Options	SG Iron	SG Iron	Mild Steel Fabricated	SG Iron	SG Iron	EN56C Ferralium Hasteloy C Ceramic Stellite Chrome Oxide	Nordel Neoprene Viton Butyl EPDM



Gambar 4.5. Grafik pompa slurry

#### 4.1.7. Kecepatan Spesifik dan Jenis Pompa

Harga  $n_s$  dapat dipakai sebagai parameter yang menyatakan jenis pompa. Dapat didefinisikan dalam persamaan berikut ini.

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Dimana:

$n$  = 950

Putaran pompa (rpm)

$$\begin{aligned}
 Q &= 1200 && \text{Kapasitas aliran (m}^3\text{/jam)} \\
 &= 20,00 && \text{m}^3\text{/menit} \\
 H &= 24,83 && \text{Head total pompa (m)}
 \end{aligned}$$

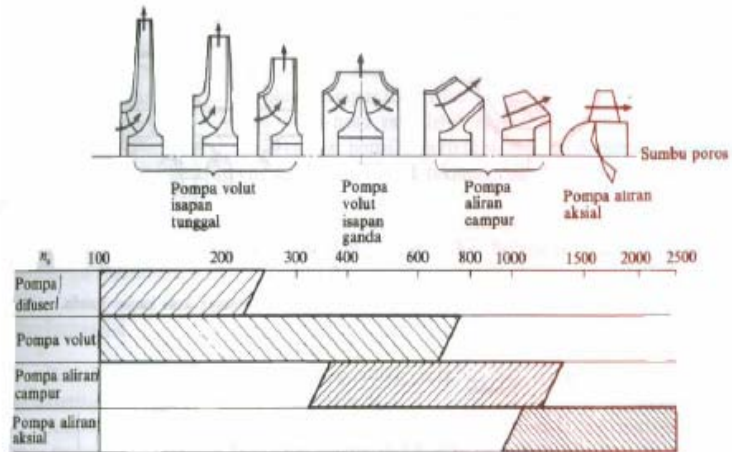
Sehingga,

$$\begin{aligned}
 n_s &= n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \\
 n_s &= 950 \frac{20^{1/2}}{24,83^{3/4}} \\
 &= 381,96
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diatas dapat disimpulkan bahwa pompa bertipe difuser atau volut, dimana nilai  $n_s$  masih merupakan range dari dua jenis pompa tersebut dimana pemilihannya tergantung dari kebutuhan dan material yang diangkut. Dengan head total yang tinggi dan kapasitas aliran yang besar, maka harga  $n_s$  pompa akan menjadi besar.

Gambar 4.6 memperlihatkan harga  $n_s$  dalam hubungannya dengan bentuk impeller. Disini juga diperlihatkan jenis pompa yang sesuai dengan harga  $n_s$  yang ada. Jika harga  $n_s$  kecil, maka impeller akan berjenis sentrifugal (radial). Lebar saluran didalam impeller akan bertambah besar jika harga  $n_s$  bertambah besar. Bila  $n_s$  bertambah lebih besar, maka akan dicapai bentuk aliran campuran. Di sini aliran melalui impeller akan mempunyai

arah diagonal (menyudut) terhadap sumbu poros. Jika  $n_s$  diperbesar lagi, maka aliran akan berbentuk aksial atau sejajar dengan sumbu poros.



Gambar 4.6.  $n_s$  dan bentuk impeller

#### 4.2. Pemilihan Mesin atau *Independent Drive* yang akan Digunakan Untuk *Slurry Pump*

Hal ini dilakukan untuk mengetahui seberapa besar daya dan putaran yang dibutuhkan oleh sebuah pompa *slurry* yang akan direncanakan ini, mampu memenuhi *head* dan kapasitas yang direncanakan yaitu  $head = 24,83$  m dan  $Q = 1200$  m<sup>3</sup>/h. Untuk perhitungan daya pompa adalah sebagai berikut:

$$P = \frac{1000 \times W \times Q \times Hl}{75 \times \eta}$$

Dimana:

Kapasitas aliran (Q)	= 1200	m <sup>3</sup> /h
	= 0,33	m <sup>3</sup> /s
<i>Head Loss</i> (Hl)	= 24,83 m	
Effisiensi (η)	= 70	%

Sehingga,

$$P = \frac{1000 \times W \times Q \times Hl}{75 \times \eta}$$

$$P = \frac{1000 \times 1,4 \times 0,33 \times 24,83}{75 \times 0,7}$$

$$P = \frac{11586,81}{52,5}$$

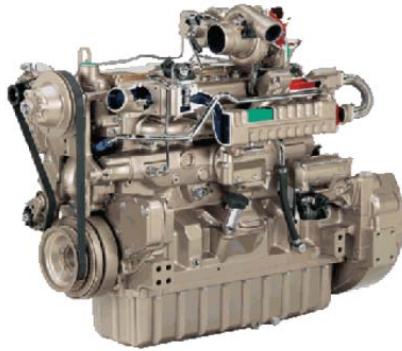
$$P = 220,70 \text{ kw}$$

$$P = 295,97 \text{ HP}$$

Data pemilihan mesin yang didapatkan:

Engine merk	: John Deere
Engine Model	: 6090HF485
Rate RPM	: 2200 rpm
HP Rate	: 325 Hp / 242 kW

Berikut ini adalah gambar dari mesin yang akan digunakan:



Gambar 4.7. Diesel Engine yang Digunakan

### **4.3. Pemilihan Booster Pump**

Perangkat tambahan pada sistem pengerukan dalam memindahkan material salah satunya adalah pompa booster. Pompa booster berfungsi sebagai penambah gaya dorong / tekanan pada titik keluaran fluida (dalam hal ini material slurry) tertentu yang membutuhkan dorongan tambahan.

Booster pump hanya diperlukan ketika memompa melampaui jarak pemompaan maksimum dari sistem pompa dredger. Beberapa pompa booster dapat ditambahkan ke sistem pipa pengerukan yang memungkinkan untuk memompa material hingga beberapa mil jauhnya jika diperlukan.

Gaya dorong pada pompa yang pertama untuk mencapai pada pompa booster adalah sebagai berikut :

$$\eta = (P_w / P) \times 100\%$$

Dimana:

$P_w$  = daya fluida (Kw)

$P$  = daya pompa

$$= 220,70 \text{ kW}$$

$$= 296 \text{ HP}$$

$\eta$  = efisiensi pompa

$$= 72 \%$$

Maka,

$$\eta = (P_w / P) \times 100\%$$

$$0,72 = (P_w / 296) \times 100\%$$

$$P_w = 2,13 \text{ kW}$$

Untuk mendapatkan nilai dari head pompa pertama dengan formula sebagai berikut :

$$P_w = \gamma \times Q \times H$$

Dimana:

$\gamma$  = gravitasi spesifik air

$$= 1,4 \text{ kN/m}^3$$

$Q$  = Kapasitas air

$$= 0,33 \text{ m}^3/\text{s}$$

$H$  = Head m



Maka,

$$P_w = \gamma \times Q \times H$$

$$2,13 = 1,4 \times 0,33 \times H$$

$$H_1 = 4,57 \text{ m}$$

#### Perhitungan pipa discharge 2

$$L \text{ pipa rubber suction} = 1000 \quad \text{m}$$

$$f \text{ rubber} = 0,014$$

$$D \text{ pipa suction} = 0,289 \quad \text{m}$$

$$V = 4 \quad \text{m/s}$$

$$g = 9,8 \quad \text{m/s}^2$$

HL mayor rubber :

$$HL_{mayor} = f \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$HL_{mayor} = 0,017 \times \frac{1000}{0,28} \times \frac{4^2}{2 \times 9,8}$$

$$HL_{mayor} = 39,56 \text{ m}$$

Tabel 4.9 Komponen Head Loss

No.	Items	N	K	N x K
1	Gate valve	2	0,15	0,30
2	Flange	66	0,20	13,2
Total				13,5

$$HL_{minor} = k \times \frac{v^2}{2g}$$

$$HL_{minor} = 13,5 \times \frac{4^2}{2 \times 9,8}$$

$$HL_{minor} = 11,02 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \text{Head Total} &= \text{Hl. Mayor} + \text{H. minor discharge} \\ &= 39,56 + 11,02 \\ &= 50,58 \text{ m} \end{aligned}$$

Karena terdapat nilai head dari pompa pertama, maka nilai tersebut sebagai pengurangan pada pompa yang kedua sehingga didapatkan head pompa booster sebesar:

$$\begin{aligned} H &= H_2 - H_1 \\ &= 50,58 - 4,57 \\ &= 46,01 \text{ m} \end{aligned}$$

$$P = \frac{1000 \times W \times Q \times H}{75 \times \eta}$$

$$P = \frac{1000 \times 1,4 \times 0,33 \times 46,01}{75 \times 0,8}$$

$$P = 367,06 \text{ kW}$$

Perhitungan *head* total pada pipa discharge pompa booster dimana desain dari pipa discharge sejauh 1200 m seperti yang terlihat pada perencanaan pipa *dredger* dengan satu *booster pump* yaitu bernilai sebesar 50,58 m dengan power 367,06 kW.

Berdasarkan dua data tersebut, maka didapatkan pemilihan pompa booster sebagai berikut :

- Merk : THM Slurry Booster Pump
- Tipe : THM-10ST
- Kapasitas : 936-1960 m<sup>3</sup>/jam
- Head : 7- 68 m
- Rpm : 300-800
- Diesel Engine: Carterpilllar C-18
- Power : 428 kW (575 HP)



Gambar 4.8. Slurry Booster Pump

Tabel 4.10 Spesifikasi Engine untuk Booster Pump

<b>Discharge Size</b>	<b>Suction Size</b>	<b>Maximum Particle Clearance</b>	<b>Impeller Diameter</b>	<b>Standard Engine</b>	<b>HP / KW @ max rpm</b>
10"	12"	5"	20" to 26"	John Deere 6090	325 @ 2200
250 mm	300 mm	125 mm	600 to 660 mm		242 @ 2200
12" or 14"	14"	7.25"	37"	Caterpillar C-18	575 @ 1800
300 or 350 mm	350 mm	184 mm	940 mm		428 @ 1800
16"	16"	8.4"	38"	Caterpillar C-27	800 @ 1800
406 mm	406 mm	213 mm	965 mm		596 @ 1800
20"	20"	10.8"	48"	Caterpillar 3512	1280 @ 1600
500 mm	500 mm	275 mm	1220 mm		953 @ 1600

#### 4.4. Metode Pembuangan (*Discharge*)

Ada dua cara yaitu:

##### 4.4.1. *Pipeline Configuration*

Distribusi material lumpur dengan konfiurasi sambungan pipa discharge dari kapal keruk ke lahan penampungan seperti yang terlihat pada gambar di bawah ini. Memungkinkan pengerukan untuk memindahkan material beberapa ribu meter dari lahan pengerukan. Menghilangkan kebutuhan untuk menangani kembali material. Pompa Booster juga dapat ditambahkan bila diperlukan.



Gambar 4.9. Metode *Pipeline Configuration*

Peralatan tambahan yang dipakai adalah *Discharge Hose* dan *Saddle Floats* dengan spesifikasi sebagai berikut :

✓ Spesifikasi *Discharge Hose* :

*Rubber Discharge Hose High Density* dengan fitting.

Diameter : 8 inch - 12 inch

Panjang : 25 ft atau 50ft

Bahan : rubber

✓ Spesifikasi *Saddle Floats*:

Dua hi-density busa berisi dok pelampung yang terhubung dengan dua buah *uni strut*.

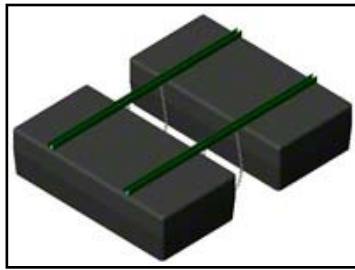
Material pelampung : HDPE

Pipe Holder : rantai

Dimensi :  $p = 48'' \times l = 24'' \times t = 12''$



(a)



(b)

Gambar 4.10 *Discharge hose (a)* dan *Saddle Floats (b)*

#### **4.4.2. *Broadcaster***

Metode Broadcaster ini sangat cocok diaplikasikan pada lahan pengerukan di sungai, rawa atau kanal sempit. Untuk digunakan dalam menyuburkan lahan basah, atau untuk membersihkan saluran darurat di perairan.

Dengan pengurangan ukuran fitting di akhir tangga pembuangan untuk meningkatkan tekanan dan memungkinkan untuk menyemprot lumpur ke pantai atau bibir sungai atau

jauh dari pengerukan. Konfigurasi konstruksi ujung pipa discharge ganda atau dua arah dengan katup pisau yang tersedia.



Gambar 4.11 Metode *Broadcaster*

#### 4.5. Pemilihan *Cutter Head*

Dalam penentuan *cutter head* penulis tidak menghitung desain *cutter*, sehingga pemilihan berdasarkan pada spesifikasi brosur *cutter* yang mengacu pada diameter pipa *suction*.



Gambar 4.12 *Excavator Cutter Head*

Spesifikasi *cutter head* yang digunakan yaitu:

Jenis cutterhead : IMS Razor Tooth Weedmaster

Tipe cutter head : Excavator Cutter Head

Diameter drum : 14 inch (356 mm)

Diameter drum with teeth: 21 inch (533 mm)

Panjang : 106 in (2,692 mm)

Kecepatan (variabel) : 0-230 rpm @2,500 psi

Torsi : 15,100 in-lbs. (1,706 N-m) @2,500 psi

Cutter tip force : 1.440 lbs. (6.405 N)

#### **4.6. Kapasitas dan Dimensi *Ladder Winch***

Sebelum menentukan kapasitas penarik (*winch*) pipa hisap, terlebih dahulu kita harus mengetahui berapa beban yang akan diangkat oleh *winch* tersebut. Ada 2 kondisi pada pipa hisap saat diangkat oleh *winch* yaitu pada saat pipa hisap dalam keadaan kosong dan pipa hisap pada keadaan terisi oleh material hisap.

❖ Berat pipa hisap pada kondisi kosong (JIS std).

Panjang pipa pada kedalaman 8,5 m = 10 m

Ø pipa (in side Ø) = 304,80 mm

Ø pipa (out side Ø) = 323,85 mm

Tebal pipa = 9,53 mm

Berat flange + mur baut (10K) = 29,5 kg



Spesifikasi berat pipa hisap dengan diameter luar 323,85 mm sch 80 (JIS standart material) 129,14 kg/m untuk panjang 10 m adalah :

$$\begin{aligned}\text{Berat pipa kosong} &= 129,14 \times 10 \\ &= 1291,4 \text{ kg} \\ &= 1,29 \text{ ton}\end{aligned}$$

- ❖ Berat pipa hisap pada kondisi terisi material hisap dengan asumsi penghisapan lumpur 30,00 %, kerikil 5,20 %, pasir 10,12 % dan air laut 54,68 %, maka:

Berat suction pipe penuh:

$$\begin{aligned}&= \text{berat pipa kosong} + 30,00 \% \text{ lumpur} + 5,20 \% \text{ kerikil} + \\ &10,12 \% \text{ pasir} + 54,68 \% \text{ air laut.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\checkmark \text{ Berat } 30,00 \% \text{ lumpur} &= 30,00 \% \times 4000 \times 2,65 \\ &= 1,20 \text{ ton}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\checkmark \text{ Berat } 5,20 \% \text{ kerikil} &= 5,20 \% \times 4000 \times 1,92 \\ &= 0,21 \text{ ton}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\checkmark \text{ Berat } 10,12 \% \text{ pasir} &= 10,12 \% \times 4000 \times 1,4 \\ &= 0,40 \text{ ton}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\checkmark \text{ Berat } 54,68 \% \text{ air laut} &= 54,68 \% \times 4000 \times 1,025 \\ &= 2,19 \text{ ton}\end{aligned}$$

Sehingga berat suction pipe penuh:

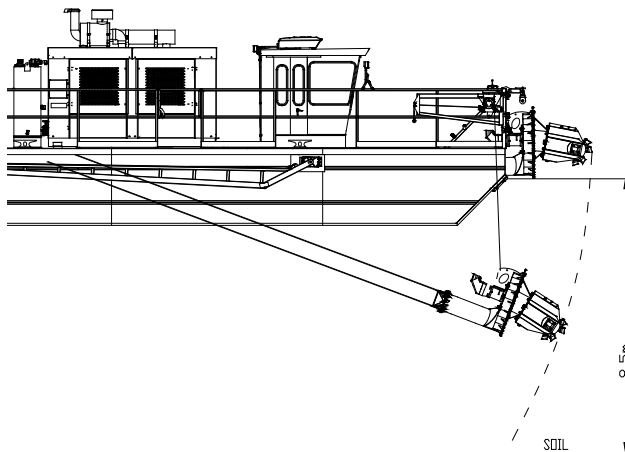
$$\begin{aligned}&= 1,29 + 1,78 + 0,28 + 0,60 + 1,33 \\ &= 5,94 \text{ ton}\end{aligned}$$

❖ Berat cutter head = 653 kg = 0,65 ton

Sehingga berat keseluruhan yang akan diterima oleh winch adalah:

$$\begin{aligned} W &= \text{berat suction pipe penuh} + \text{berat cutter head} \\ &= 5,94 \text{ ton} + 0,65 \text{ ton} \\ &= 6,60 \text{ ton} \end{aligned}$$

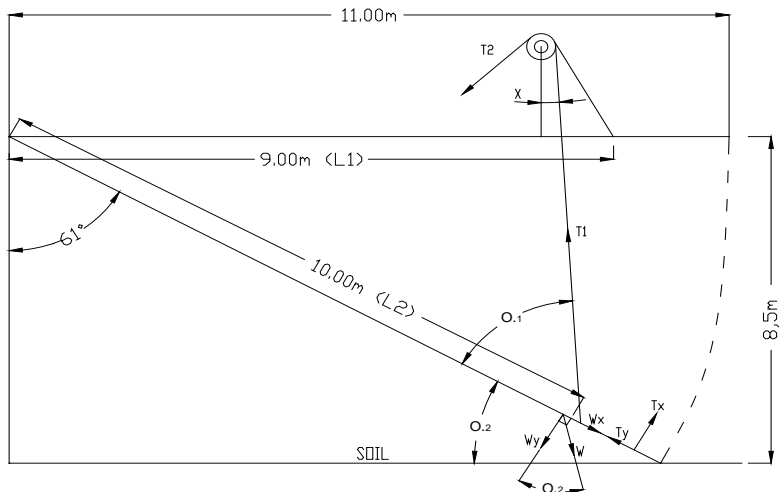
Untuk bisa menentukan kapasitas *winch* penarik pipa hisap maka langkah awal yang harus dilakukan adalah dengan cara menjabarkan gaya kerja yang terjadi pada saat mekanisme pengangkatan / penarikan pipa hisap oleh *winch* sehingga besar gaya bisa dihitung melalui tegangan yang terjadi pada *wire / chain*.



Gambar 4.13 Ilustrasi desain dan posisi *ladder winch*

Dengan cara menentukan kedalaman hisap maka beberapa data awal seperti sudut posisi pipa hisap, panjang pipa hisap, ukuran dan percepatan sudut pada katrol serta beberapa data lain bisa kita gunakan dalam mencari tegangan *wire* pada pipa pada saat ditarik.

Berikut ini merupakan gambar ilustrasi pengangkatan *suction pipe* oleh winch yang dihubungkan oleh sebuah *wire / chain*. Dalam gambar ilustrasi tersebut juga dapat dijabarkan gaya-gaya yang bekerja pada saat mekanisme penarikan / pengangkatan yaitu:



Gambar 4.14 Gaya yang bekerja pada *ladder winch*

Diketahui :

$$W = 6,60 \text{ ton}$$

$$\begin{aligned}\theta_2 &= 90^0 - 61^0 \\ &= 29^0\end{aligned}$$

$$L_1 = 9 \text{ m}$$

$$L_2 = 10 \text{ m}$$

Maka,

$$(\theta_1 + \theta_2) + x = 90^0$$

$$\theta_1 + \theta_2 = 90^0 - x$$

$$\theta_1 = 90^0 - x - \theta_2$$

$$\theta_1 = 90^0 - 10^0 - 29^0$$

$$\theta_1 = 51^0$$

$$\Sigma \tau = 0$$

$$T_x = T \cos \theta_1$$

$$T_y = T \sin \theta_1$$

$$W_x = W \sin \theta_2$$

$$W_y = W \cos \theta_2$$

$$(T_y \times L_1) - (W_y \times L_2) = 0$$

$$(T_y \times L_1) = W_y \times L_2$$

$$T_y = \frac{W_y \times L_2}{L_1}$$

$$T \sin \theta_1 = \frac{W \cos \theta_2 \times L_2}{L_1}$$

$$\begin{aligned}
T_1 &= \frac{W \cos \theta_2 \times L_2}{\sin \theta_1 \times L_1} \\
T_1 &= \frac{(6,60 \times 10^3) \cos 29^\circ \times 10}{\sin 41^\circ \times 9} \\
T_1 &= \frac{(6,60 \times 10^3) \times 0,87 \times 10}{0,78 \times 9} \\
T_1 &= \frac{(6,60 \times 10^3) \times 8,7}{6,993} \\
T_1 &= 8,247 \times 10^3 \text{ Newton}
\end{aligned}$$

Direncanakan diameter katrol (*single pulley*) Ø 167 mm terbuat dari baja tuang dengan tebal 60 mm mempunyai berat sebesar 40 kg dengan kecepatan gerak katrol untuk 1 putaran 10 s.

Inersia pada katrol besarnya yaitu:

$$\begin{aligned}
I &= \frac{1}{2} \times M_k \times r^2 \\
I &= \frac{1}{2} \times 40 \text{ kg} \times (0,0835 \text{ m})^2 \\
I &= 0,45 \text{ kg.m}^2
\end{aligned}$$

Untuk perubahan sudut tiap selang waktu maka:

$$\omega = \frac{\Delta \theta}{\Delta t} = \frac{\theta_2 - \theta_1}{t_2 - t_1}$$

Sehingga perubahan kecepatan sudut pada katrol ( $\alpha$ ) ditentukan, maka nilai  $\alpha$  :

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_2 - t_1}$$

$$\alpha = \frac{59 - 29}{10 - 0} = 2,2 \text{ rad/s}$$

Tegangan tali (*wire*) pada saat menurunkan *suction pipe* sebesar:

$$T_2 = T_1 - \frac{Ix\alpha}{R} = 8,247 \times 10^3 - \frac{(0,45 \times 2,2)}{0,08}$$

$$T_2 = 8,235 \times 10^3 \text{ N}$$

Tegangan tali (*wire*) pada saat menarik *suction pipe* sebesar:

$$T_2 = T_1 + \frac{Ix\alpha}{R} = 8,247 \times 10^3 + \frac{(0,45 \times 2,2)}{0,08}$$

$$T_2 = 8,258 \times 10^3 \text{ N}$$

Setelah didapatkan besaran nilai untuk nominal pull (T2), maka bisa dilakukan pemilihan *winch* sesuai spesifikasi yang ada yaitu:

- Merk = Haacon
- Type = TN-09 Series
- **1<sup>st</sup> layer**
- Nom.Torque = 1000 Nm
- W.L.L = 10 kN
- Speed = 38 m/min
- Roll cap. = 36 m
- Drum Ø = 167 mm

- Drum Length = 174 mm
- Wire Ø = 8 mm
- Total weight = 41 kg

## 4.7. Perancangan Sistem Hidrolik

### 4.7.1. Menentukan Gaya

#### 1. Oil Cylinder 1 (penekan) pada Circuit # 1

Perencanaan oil pressure (P)	= 37,92	Mpa
	= 5500	psi
Diameter (D)	= 6	inch
	= 15,24	cm

Direncanakan luasan silinder / piston :

$$A = \frac{1}{8} \times \frac{\theta - \sin\theta}{\sin(1/2 \times \theta)} \times D$$

$$A = \frac{1}{8} \times \frac{45 - \sin 45}{\sin(1/2 \times 45)} \times 6$$

$$A = 86,96 \text{ inch}$$

Maka,

$$F = P \times A$$

$$F = 5500 \times 86,96$$

$$F = 478294,77 \text{ pounds} = 4782,95 \text{ N}$$

## 2. Oil Cylinder 2 (penekan) pada Circuit # 2

Perencanaan oil pressure (P)	= 17,24	Mpa
	= 2500	psi
Diameter (D)	= 2,5	inch
	= 6,23	cm

Direncanakan luasan silinder / piston :

$$A = \frac{1}{8} \times \frac{\theta - \sin \theta}{\sin(1/2 \times \theta)} \times D$$

$$A = \frac{1}{8} \times \frac{45 - \sin 45}{\sin(1/2 \times 45)} \times 2,5$$

$$A = 36,23 \text{ inch}$$

Maka,

$$F = P \times A$$

$$F = 2500 \times 36,23$$

$$F = 90586,10 \text{ pounds} = 905,86 \text{ N}$$

## 4.7.2. Perhitungan Hidrolik

### 1. Menghitung aliran pada fluida hidrolik

Aliran = Velocity x Area

$$Q = V \times A$$

$$V \longrightarrow W = F \times D$$

Dimana:

$$W = \text{Work}$$



F = Force

D = Distance

Diketahui :

F = 478294,77 pounds

D direncanakan = 10 m = 393,7 inch

Maka,

W = 478294,77 x 393,7

=  $1,8 \times 10^8$  in-lbs

V  $\Leftrightarrow$  W

Sehingga,

Q =  $1,8 \cdot 10^8 \times 86,94$

=  $1,63 \times 10^{10}$  lbs

=  $9,98 \times 10^{11}$  liter

## **2. Menghitung torak silinder**

R = F  $\Rightarrow$  4782,95 N (total) jadi 10 % yaitu 478,29 N

P = 5500 psi

d<sub>1</sub> = 15,24 cm

Maka,

$F = (Px \frac{\pi}{4d^2}) - R$

$F = (5500x \frac{3,14}{4 \cdot 15,24^2}) - 478,29$

F = 38,32 N

### **3. Menghitung volume silinder total**

#### **✓ Pada Cutterhead**

$$r = 7,62 \text{ cm}$$

$$t = 13\text{m} \sim 1300 \text{ cm}$$

Maka,

$$V_1 = \pi r^2 \cdot t$$

$$V_1 = 3,14 \times 7,62^2 \times 1300$$

$$V_1 = 237018,88 \text{ cm}^3 \sim 237,02 \text{ liter}$$

#### **✓ Pada Paddle Wheel**

$$r = 3,18 \text{ cm}$$

$$t = 15\text{m} \sim 1500 \text{ cm}$$

Maka,

$$V_2 = \pi r^2 \cdot t$$

$$V_2 = 3,14 \times 3,18^2 \times 1500$$

$$V_2 = 47479,74 \text{ cm}^3 \sim 47,48 \text{ liter}$$

$$V_2 = 94,96 \text{ liter (sepasang)}$$

#### **✓ Pada Ladder Winch**

$$r = 3,18 \text{ cm}$$

$$t = 9 \text{ m} \sim 900 \text{ cm}$$

Maka,

$$V_3 = \pi r^2 \cdot t$$

$$V_3 = 3,14 \times 3,18^2 \times 900$$

$$V_3 = 28487,85 \text{ cm}^3 \sim 28,49 \text{ liter}$$

✓ **Pada Boom Winch**

$$r = 3,18 \text{ cm}$$

$$t = 10 \text{ m} \sim 1000 \text{ cm}$$

Maka,

$$V_4 = \pi r^2 \cdot t$$

$$V_4 = 3,14 \times 3,18^2 \times 1000$$

$$V_4 = 31653,16 \text{ cm}^3 \sim 31,65 \text{ liter}$$

$$V_4 = 63,31 \text{ liter (sepasang)}$$

✓ **Volume Total (Reservoir)**

$$\begin{aligned} V_{\text{tot.}} &= V_1 + V_2 + V_3 + V_4 \\ &= 237,02 + 94,96 + 28,49 + 63,31 \\ &= 423,77 \quad \text{liter} \\ &= 111,95 \quad \text{galon} \end{aligned}$$

Untuk pemilihan diameter dari pipa yang akan digunakan dapat dilakukan pemilihan pipa sesuai dengan spek yang diinginkan. Pemilihan ini berdasarkan kedalaman dari head suction, karena kedalaman pipa yang dihisap sebesar 10 m.

Untuk velocity dari aliran mixture yaitu dengan perhitungan sesuai dengan formula sebagai berikut:

$$V = Q \times 0,4085 / d^2$$

Dimana:

$$V = \text{velocity} \quad (\text{feet/second})$$

$$\begin{aligned}
 Q &= \text{flow rate} \\
 &= 32751026,71 \quad (\text{gpm}) \\
 d &= \text{pipe diameter} \\
 &= 6 \quad (\text{inches})
 \end{aligned}$$

Maka:

$$\begin{aligned}
 V &= 32751026,71 \times 0,4085 / 6^2 \\
 &= 3,72 \text{ feet/s} \\
 &= 0,037 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

### 4.7.3. Perhitungan Pompa-Pompa

#### 1) Perhitungan pompa pada Circuit # 1

- Jumlah = 1 unit
- Kapasitas tangki = 500 liter = 0,5 MP
- Head Loss Total Sistem :

##### a) Head statis total (Hs)

Head kerugian sepanjang pipa hisap

Diperkirakan pipa hisap = 1 m

Diameter pipa hisap = 20 inch

= 508 mm

= 0,508 m

Kecepatan aliran dalam pipa :

$$V_s = Q / (3600 \times (\pi/4) \times d^2)$$

Dimana:

Q = kapasitas tanki

d = diameter pipa

Maka,

$$\begin{aligned}V_s &= Q / (3600 \times (\pi/4) \times d^2) \\&= 0,5 / (3600 \times (3,14/4) \times 0,508^2) \\&= 0,07 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Reynold Number (Re) :

$$Re = V_s \times d / \nu$$

Dimana:

d = diameter pipa

$$= 0,508 \text{ m}$$

$\nu$  = viscositas of liquid

$$= 0,874 \text{ (Hydraulic Oil)}$$

Maka,

$$\begin{aligned}Re &= (0,8227 \times 0,508) / 0,874 \\&= 0,040 \dots \dots \dots \text{aliran turbulen}\end{aligned}$$

Koefisien gesek pipa ( $\lambda$ )

Berdasarkan buku pompa dan kompresor Sularso hal.29

$$\begin{aligned}\lambda &= 0,020 + 0,0005 / D \\&= 0,020 + 0,0005 / 0,508 \\&= 0,04\end{aligned}$$

b) Head Loss Mayor Suction

$$Hl = \lambda x \frac{L}{D} x \frac{Vs^2}{2g}$$

$$Hl = 0,04 x \frac{1}{0,508} x \frac{0,07^2}{2x9,8}$$

$$Hl = 0,000019 \text{ m}$$

c) Head Loss Mayor Discharge

Peralatan : Non Return valve (k:10)

$$Hl = \Sigma k x \frac{Vs^2}{2g}$$

$$Hl = 10 x \frac{0,07^2}{2x9,8}$$

$$Hl = 0,024 \text{ m}$$

d) Head Loss Minor Suction

Diperkirakan panjang pipa = 13 m

Diameter pipa = 63,5 mm = 0,0635 m

Kecepatan aliran ( $V_s$ ) =  $Q / (3600 x (\pi/4) x d^2)$   
= 0,069 m/s

Koefisien gesek pipa ( $\lambda$ ) =  $0,020 + 0,0005/D$   
= 0,04

$$Hl = \lambda x \frac{L}{D} x \frac{Vs^2}{2g}$$

$$Hl = 0,04 x \frac{13}{0,0635} x \frac{0,069^2}{2x9,8}$$

$$Hl = 0,02 \text{ m}$$

e) Head Loss Minor Discharge

Peralatan : Check valve (k: 2,5)

$$Hl = \Sigma k \times \frac{Vs^2}{2g}$$

$$Hl = 2,5 \times \frac{0,069^2}{2 \times 9,8}$$

$$Hl = 0,01$$

f) Head total

$$\begin{aligned} H_{total} &= H_s + Hl \text{ mayor} + Hl \text{ minor} \\ &= 1 + 0,000019 + 0,024 + 0,02 + 0,01 \\ &= 1,05 \text{ m} \end{aligned}$$

- Daya pompa

$$N = Q \times H_t \times s_g \times g$$

Dimana :

$$Q = \text{Kapasitas tangki} = 0,5 \text{ m}^3$$

$$H_t = \text{Head total} = 1,05 \text{ m}$$

$$S_g = \text{Berat jenis oil} = 0,874 \text{ (Hydraulic Oil)}$$

$$g = \text{gravitasi} = 9,8$$

Maka,

$$\begin{aligned} N &= Q \times H_t \times s_g \times g \\ &= 0,5 \times 1,05 \times 0,874 \times 9,8 \\ &= 4,5 \text{ kw} \end{aligned}$$

## 2) Perhitungan pompa pada Circuit # 2

- Jumlah = 1 unit
- Kapasitas tangki = 500 liter = 0,5 MP
- Head Loss Total Sistem :

### a) Head statis total (Hs)

Head kerugian sepanjang pipa hisap

Diperkirakan pipa hisap = 1 m

Diameter pipa hisap = 20 inch

= 508 mm

= 0,508 m

Kecepatan aliran dalam pipa :

$$V_s = Q / (3600 \times (\pi/4) \times d^2)$$

Dimana:

Q = kapasitas tanki

d = diameter pipa

Maka,

$$\begin{aligned} V_s &= Q / (3600 \times (\pi/4) \times d^2) \\ &= 0,5 / (3600 \times (3,14/4) \times 0,508^2) \\ &= 0,07 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Reynold Number (Re) :

$$Re = V_s \times d / \nu$$

Dimana:

d = diameter pipa



$$\begin{aligned} \nu &= \text{viscositas of liquid} \\ &= 0,874 \text{ (Hydraulic Oil)} \end{aligned}$$

Maka,

$$\begin{aligned} \text{Re} &= (0,07 \times 0,508) / 0,874 \\ &= 0,04 \dots \dots \dots \text{aliran turbulen} \end{aligned}$$

Koefisien gesek pipa ( $\lambda$ )

Berdasarkan buku pompa dan kompresor Sularso hal.29

$$\begin{aligned} \lambda &= 0,020 + 0,0005 / D \\ &= 0,020 + 0,0005 / 0,508 \\ &= 0,40 \end{aligned}$$

b) Head Loss Mayor Suction

$$\begin{aligned} \text{Hl} &= \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{Vs^2}{2g} \\ \text{Hl} &= 0,40 \times \frac{1}{0,508} \times \frac{0,07^2}{2 \times 9,8} \\ \text{Hl} &= 0,000019 \text{ m} \end{aligned}$$

c) Head Loss Minor Suction

Peralatan : Non Return valve (k:10)

$$\begin{aligned} \text{Hl} &= \Sigma k \times \frac{Vs^2}{2g} \\ \text{Hl} &= 10 \times \frac{0,07^2}{2 \times 9,8} \\ \text{Hl} &= 0,024 \text{ m} \end{aligned}$$

d) Head Loss Mayor Discharge

Diperkirakan panjang pipa = 15 m

Diameter pipa = 63,5 mm = 0,0635 m

Kecepatan aliran ( $V_s$ ) =  $Q / (3600 \times (\pi/4) \times d^2)$   
= 0,069 m/s

Koefisien gesek pipa ( $\lambda$ ) =  $0,020 + 0,0005/D$   
= 0,32

$$Hl = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$

$$Hl = 0,32 \times \frac{15}{0,0635} \times \frac{0,069^2}{2 \times 9,8}$$

$$Hl = 0,18 \text{ m}$$

e) Head Loss Minor Discharge

Peralatan : Check valve (k: 2,5)

$$Hl = \Sigma k \times \frac{V_s^2}{2g}$$

$$Hl = 2,5 \times \frac{0,069^2}{2 \times 9,8}$$

$$Hl = 0,01$$

f) Head total

$$\begin{aligned} H_{total} &= H_a + Hl \text{ mayor} + Hl \text{ minor} \\ &= 1 + 0,000019 + 0,024 + 0,18 + 0,01 \\ &= 1,21 \text{ m} \end{aligned}$$

- Daya pompa

$$N = Q \times H_t \times s_g \times g$$

Dimana :

$$Q = \text{Kapasitas tangki} = 0,5 \text{ m}^3$$

$$H_t = \text{Head total} = 1,21 \text{ m}$$

$$S_g = \text{Berat jenis oil} = 0,874 \text{ (Hydraulic Oil)}$$

$$g = \text{gravitasi} = 9,8$$

Maka,

$$\begin{aligned} N &= Q \times H_t \times s_g \times g \\ &= 0,5 \times 1,21 \times 0,874 \times 9,8 \\ &= 5,19 \text{ kw} \end{aligned}$$

### **3) Pemilihan spesifikasi Hydraulic Pump & Motor**

Berdasarkan hasil dari perancangan dan perhitungan diatas untuk pemilihan spesifikasi yang sesuai adalah:

#### **Curcuit #1**

- ✓ Hydraulic pump

Model : 33 Heavy Duty Piston Pumps

- ✓ Hydraulic Motor, model : T Series (158)

#### **Curcuit #2**

- ✓ Hydraulic pump

model : 70160 Medium Duty Piston Pumps

- ✓ Hydraulic Motor, model : 2000 Series

#### 4.8. Kebutuhan Tenaga Penggerak Kapal

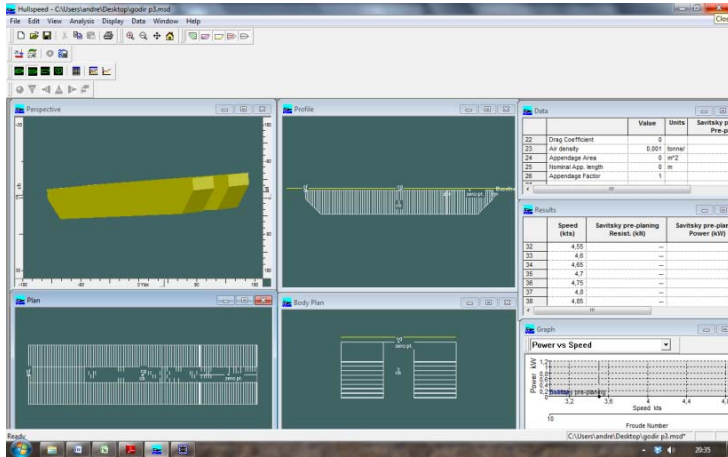
Pada tahap berikutnya yaitu melakukan perancangan desain kapal yang akan digunakan sebagai kapal keruk *Auger Cutter Suction Dredger*.

Ukuran utama kapal:

- *Lenght Over All (LOA)* = 18,29 m
- *Hull Lenght Over All (LOA)* = 12 m
- *Lenght of waterline (LWL)* = 11,94 m
- *Breadth (B) Moulded* = 3,09 m
- *Height (H) Moulded* = 1,41 m
- *Draught (T)* = 1,35 m
- Kecepatan max (Vs) = 5 knots/h
- *Maximum Dredging Depth* = 8,5 m

Pada software maxsurf hullspeed, kita bisa mengestimasi besarnya tahanan kapal yang dihasilkan dari suatu desain kapal dengan berbagai metode perhitungan seperti savitsky, holtrop, dan lain-lain. Pada pengerjaan ini digunakan metode holtrop karena tipe kapal yang dirancang adalah tipe displacement hull yang dimana perhitungan tahanannya hanya bisa digunakan dengan menggunakan metode tersebut. Langkahnya yaitu dengan cara mendesain terlebih dahulu bentuk kapal beserta ukuran utama kapal yang

disesuaikan pada hydromax yang juga merupakan bagian dari software maxsurf.



Gambar 4.15 Desain Lambung menggunakan maxsurf

Untuk mengetahui berapa besar nilai tahanan kapal maka beberapa koefisien-koefisien kapal diperlukan. Sebagai data utama seperti kecepatan kapal, sarat air serta ukuran utama kapal. Setelah dilakukan analisa maka akan tampak data karakteristik lambung kapal dibawah garis air sebagai berikut :

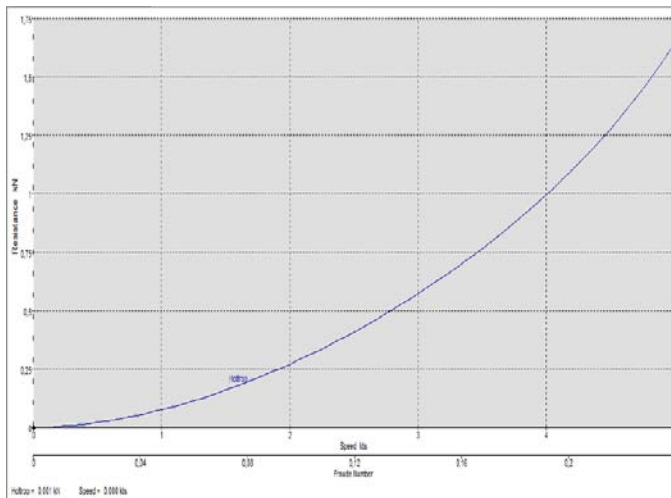
Tabel 4.11 Karakteristik lambung kapal dibawah garis air

No.	Data	Value	Units	Holtrop
1	LWL	11,767	m	11,767 (low)
2	Beam	3,085	m	3,085 (high)

No.	Data	Value	Units	Holtrop
3	Draft	1,35	m	1,35
4	Displaced volume	24,726	m <sup>3</sup>	24,726
5	Wetted area	70,346	m <sup>2</sup>	70,346
6	Prismatic coeff.	0,929		0,929 (high)
7	Waterplane area coeff.	0,733		0,733
8	1/2 angle of entrance	0	deg.	0
9	LCG from midships(+ve for'd)	0	m	0
10	Transom area	0,02	m <sup>2</sup>	0,02
11	Transom wl beam	3,085	m	--
12	Transom draft	0,009	m	--
13	Max sectional area	2,262	m <sup>2</sup>	--
14	Bulb transverse area	0,02	m <sup>2</sup>	0,02
15	Bulb height from keel	0	m	0
16	Draft at FP	1	m	1
17	Deadrise at 50% LWL	0	deg.	--
18	Hard chine or Round bilge	Round bilge		--
19				
20	Frontal Area	0	m <sup>2</sup>	
21	Headwind	0	kts	
22	Drag Coefficient	0		
23	Air density	0,001	tonne/ m <sup>3</sup>	
24	Appendage Area	0	m <sup>2</sup>	
25	Nominal App. length	0	m	
26	Appendage Factor	1		

No.	Data	Value	Units	Holtrop
27				
28	Correlation allow.	0,0004		
29	Kinematic viscosity	0,00000 12	m <sup>2</sup> /s	
30	Water Density	1,026	tonne/ m <sup>3</sup>	

Berikut ini adalah grafik tahanan yang dihasilkan dengan fitur hullspeed pada *Software Maxsurf* beserta grafik *Speed Power Prediction*.



Gambar 4.16 Grafik Tahanan Vs Speed

Dari grafik di atas dapat kita ketahui bahwa besarnya nilai tahanan dari desain kapal ini sebesar 1,64 kN pada kecepatan 5 knots.

Sedangkan untuk tabel 4.12 di bawah ini menunjukkan nilai tahanan serta daya/power pada masing-masing kecepatan. Dari tabel tersebut dapat kita ketahui bahwa holtrop dimulai dari kecepatan 0 knot sampai kecepatan maksimum 5 knot.

Tabel 4.12 Besar nilai tahanan & power

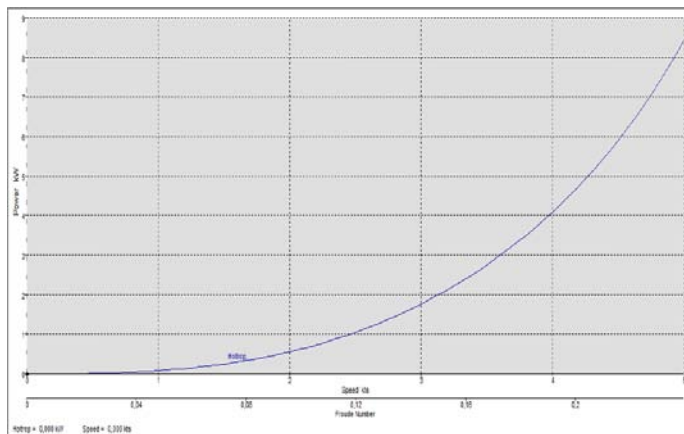
No.	Speed (knots)	Holtrop Resist. (kN)	Holtrop Power (kW)
1	0	--	--
2	0,13	0	0
3	0,25	0,01	0
4	0,38	0,01	0
5	0,5	0,02	0,01
6	0,63	0,03	0,02
7	0,75	0,04	0,03
8	0,88	0,06	0,05
9	1	0,08	0,08
10	1,13	0,09	0,11
11	1,25	0,11	0,15
12	1,38	0,14	0,19
13	1,5	0,16	0,25

No.	Speed (knots)	Holtrop Resist. (kN)	Holtrop Power (kW)
22	2,63	0,45	1,2
23	2,75	0,49	1,38
24	2,88	0,53	1,56
25	3	0,57	1,76
26	3,13	0,62	1,98
27	3,25	0,66	2,22
28	3,38	0,71	2,48
29	3,5	0,76	2,75
30	3,63	0,82	3,05
31	3,75	0,87	3,37
32	3,88	0,93	3,72
33	4	0,99	4,09
34	4,13	1,06	4,49



No.	Speed (knots)	Holtrop Resist. (kN)	Holtrop Power (kW)
14	1,63	0,18	0,31
15	1,75	0,21	0,38
16	1,88	0,24	0,46
17	2	0,27	0,56
18	2,13	0,3	0,66
19	2,25	0,34	0,78
20	2,38	0,37	0,91
21	2,5	0,41	1,05

No.	Speed (knots)	Holtrop Resist. (kN)	Holtrop Power (kW)
35	4,25	1,13	4,93
36	4,38	1,2	5,4
37	4,5	1,28	5,91
38	4,63	1,36	6,46
39	4,75	1,44	7,06
40	4,88	1,54	7,72
41	5	1,64	8,43
--	--	--	--



Gambar 4.17 Grafik Power Vs Speed

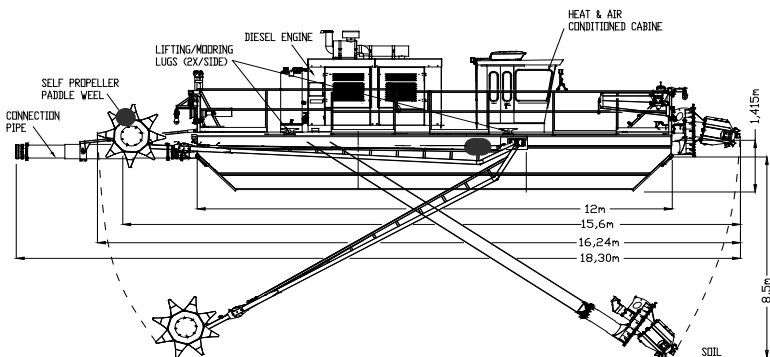
Pada perhitungan speed power prediction dengan menggunakan maxurf hullspeed ini dipakai efisiensi sebesar 50%. Dari hasil analisa diatas, dengan melihat tabel dan grafik

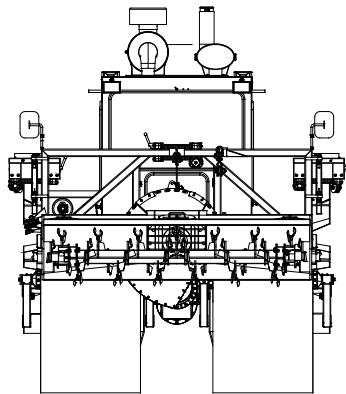
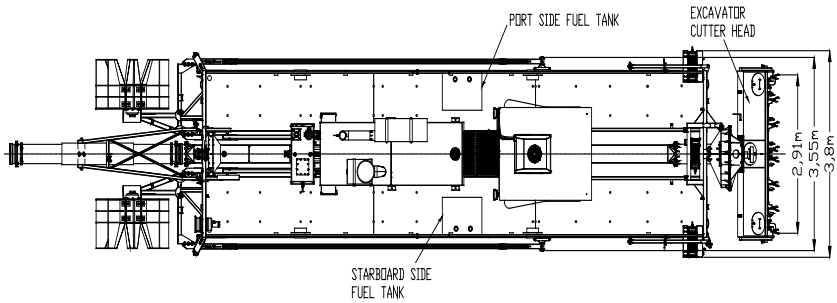
diasas maka nilai tahanan total ( $R_T$ ) untuk dapat mengerakkan kapal dengan kecepatan 5 knots/h adalah sebesar 1,64 kN dengan power atau daya efektif yang diperlukan (EHP) sebesar 8,43 kW.

#### 4.9. Perancangan General Arrangement

Ukuran utama kapal:

- *Lenght Over All (LOA)* = 18,29 m
- *Hull Lenght Over All (LOA)* = 12 m
- *Lenght of waterline (LWL)* = 11,94 m
- *Breadth (B) Moulded* = 3,09 m
- *Height (H) Moulded* = 1,41 m
- *Draught (T)* = 1,35 m
- Kecepatan max ( $V_s$ ) = 5 knots/h
- *Maximum Dredging Depth* = 8,5 m





Gambar 4.18 *General Arrangement* Kapal

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Setelah dilakukan pembahasan beberapa rumusan masalah pada tugas akhir ini maka ada beberapa kesimpulan yang mengacu pada sisi pembahasan tersebut adalah jenis sistem permesinan yang dirancang pada kapal *Auger Cutter Suction Dredger* ini adalah:

- 1) Semakin besar prosentase volume *solid* maka semakin besar pula nilai spesifik gravity untuk material (S.G.m), berat konsentrasi (Cw) dan Volume konsentrasi (Cv).
- 2) Perencanaan ukuran diameter pipa dipengaruhi oleh jenis material, kemampuan kapasitas pompa dan volume material yang diangkut. Hal ini berhubungan dengan waktu pemindahan yang direncanakan.
- 3) Pada perencanaan dredger pump ini, dengan discharge sejauh 1200 m dan kapasitas 1200 m<sup>3</sup>/h dapat digunakan desain yang efektif dengan menggunakan 1 pompa hisap dan 1 pompa booster.
- 4) Untuk pompa hisap dapat digunakan dengan spesifikasi pompa slurry dengan kapasitas 1440 m<sup>3</sup>/h, head 80 m dan power maksimal sebesar 560 Kw, untuk pompa booster

yaitu kapasitas 1960 m<sup>3</sup>/h, head 80 m, dan power sebesar 428 Kw.

- 5) Berdasarkan perhitungan kebutuhan daya dari pompa dengan head 24,35 m, kapasitas 1200 m<sup>3</sup>/h dan efisiensi 70% diperlukan power sebesar 216,46 kW sehingga dipilih Diesel Independen Drive dengan type 6090HF485 memiliki power sebesar 242 kW dengan rpm 2200.
- 6) Dari beberapa hasil perhitungan dan pokok pembahasan tersebut maka diperoleh spesifikasi sistem permesinan yang terdata diantaranya :

### **1. Slurry Pump**

Spesifikasi :

- Merk : BG (H) Gravel Sand Slurry Pump
- Tipe : 10/8S-BGH Sentrifugal
- Kapasitas : 180-1440 m<sup>3</sup>/jam
- Head : 24-80 m
- Power : 560 kW (max)
- Rpm : 500-950
- Efisiensi : 72 %
- Impeller Ø : 711 mm

### **2. Diesel Engine**

#### **Independen Drive**

Spesifikasi :

- Merk : John Deere
- Model : 6090HF485

- Power : 242 kW (325 HP)

- Rpm : 2200

### **3. Slurry Booster Pump**

Spesifikasi :

- Merk : THM Slurry Booster Pump
- Tipe : THM-10ST
- Kapasitas : 936-1960 m<sup>3</sup>/jam
- Head : 7- 68 m
- Rpm : 300-800
- Diesel Engine : Carterpilllar C-18
- Power : 428 kW (575 HP)

### **4. Cutter Head**

Spesifikasi :

- Merk : IMS Razor  
Tooth Weedmaster
- Tipe : Excavator  
Cutter head
- Diameter drum : 14  
inch (356 mm)
- Diameter drum with  
teeth : 21 inch (533  
mm)
- Panjang : 106 in (2,692  
mm)
- Kecepatan (variabel) :  
0-230 rpm
- Torsi : 15.100 in-lbs  
(1.706 N-m)
- Cutter tip force : 1.440  
lbs (6.450 N)

## **5. Ladder winch**

Spesifikasi :

- Merk : Haacon
- Type : TN-09 Series

### **Ist layer**

- Nom. Torque : 1000  
Nm
- W.L.L : 10 kN
- Speed : 38 m/min
- Roll cap.: 36 m
- Drum Ø : 167 mm
- Drum Length : 174  
mm
- Wire Ø : 8 mm

## **6. Hydraulic Pump :**

### **Circuit # 1**

Spesifikasi :

- Merk : Eaton
- Model : 70160  
Medium Duty
- Pump Element : Piston
- Displacement : 0-54,4  
cm<sup>3</sup>/r
- Flow rate (pressure) :  
233 L/min (61,5 gpm)
- Speed input : 4510 rpm  
(max)
- Torque input : 232 Nm  
(2049 lb-in)
- Pressure : Cont. 241  
bar (3500 psi) Max,  
Inter. 415 (6000 psi)  
Max

### **Circuit # 2**

Spesifikasi :

- Merk : Eaton
- Model : 70160  
Medium Duty
- Pump Element : Piston
- Displacement : 0-20,3  
cm<sup>3</sup>/r
- Flow rate (pressure) :  
64,3 L/min (17 gpm)
- Speed input : 3600 rpm  
(max)
- Power input : 26 kW  
(35 HP)

- Operating Pressure :  
Cont. 241 bar (3500  
psi) Max, Inter. 415  
(6000 psi) Max
- Operating Temp. :  
107<sup>0</sup>C (225<sup>0</sup>F) Max
- Mounting Flange :  
SAE 2-Bolt "A"

## **7. Hydraulic Motor :**

### **Circuit # 1**

Spesifikasi :

- Merk : Eaton
- Model : 2000 Series
- Displacement : 130  
cm<sup>3</sup>/r
- Max. Speed : Cont.  
576 rpm, Inter. 720  
rpm
- Flow : Cont. 75 L/min  
(20 gpm), Inter. 95  
L/min (25 gpm)
- Torque : Cont. 385 Nm  
(3420 lb-in), Inter. 560  
Nm (4970 lb-in)

- Pressure : Cont. 205  
bar (3000 psi), Inter.  
310 (4500 psi)

### **Circuit # 2**

- Merk : Eaton
- Model : T Series (158)
- Displacement : 195  
cm<sup>3</sup>/r
- Max. Speed : Cont.  
287 rpm
- Flow : Cont. 57 L/min  
(15 gpm), Inter. 76  
L/min (20 gpm)
- Torque : Cont. 359 Nm  
(3178 lb-in), Inter. 437  
Nm (3864 lb-in)
- Pressure : Cont. 138  
bar (2000 psi), Inter.  
172 (2500 psi)

## **8. Desain Lambung (hull)**

- Tipe : Catamaran
- Vs (operasional) : 3  
knots/jam
- Vmax (moving) : 5  
knots/jam

## **5.2 Saran**

Dalam pengerjaan tugas akhir ini tentu banyak sekali kekurangan dalam proses pengerjaan dan penyusunan



laporannya. Untuk itu ada beberapa saran yang harus diperhatikan diantaranya :

1. Untuk mendapatkan hasil yang lengkap, perlu dilakukan perhitungan pada komponen/ unit kerja lain yang berhubungan dengan proses operasional kapal dan proses pengerukan.
2. Agar hasil perhitungan lebih akurat dan teliti diperlukan proses simulasi kerja kapal keruk dengan mempertimbangkan stabilitas kapal pada kondisi operasional.
3. Perlu ketelitian dalam pemilihan spesifikasi komponen/ unit yang tepat untuk digunakan dalam sistem permesinan kapal keruk.
4. Perlunya kajian teknologi dan faktor ekonomis agar diketahui nilai ekonomisnya dibandingkan dengan sistem yang sudah ada.

‘

( *Halaman ini sengaja dikosongkan* )

## DAFTAR PUSTAKA

1. Adji, S.W. *Modul 1 Resistance & Propulsion* (copyright 2009), Surabaya.
2. Willey, jhon. 1997. *Dregging a Handbook for Enginerring*. New York
3. Tahara, Haruo & Sularso. 2000. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
4. Tim laboratorium Mesin Fluida dan Sistem. 2008. Buku Pedoman Praktikum Mesin Fluida dan Sistem. Surabaya: Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK ITS.
5. Bray, R.N. Bates, A.d. Land, J.M. 1997. *Dredging, A Handbook for Engineers, Second Edition*. London. Arnold.
6. Herbich, John B. 1992. *Handbook of Dredging Engineering*. McGraw-Hill-Inc.
7. Rusyda, Anisah.2013. Tugas Akhir : *perancangan multi fungsi hidrolis pada kapal keruk 30 Meter*.
8. Roorda, A. Vertregt, J.J. 1963. *Floating Dredges*. Haarlem. De Technische Uitgeverij H. Stam N.V.
9. Turner, Thomas M. 1992. *Fundamentals of Hydraulic Dredging*, Second Edition. ASCE Press, Virginia.
10. [http:// www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com)
11. [http:// www.eaton.com](http://www.eaton.com)
12. [http:// www.alibaba.com](http://www.alibaba.com)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

## A. Spesifikasi Independen Drive

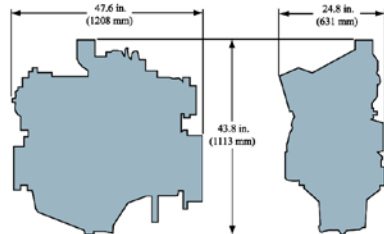


PowerTech Plus  
6090H Diesel Engine  
Industrial Engine Specifications

### Certifications

CARB  
EPA Tier 3  
EU Stage III A

### Dimensions

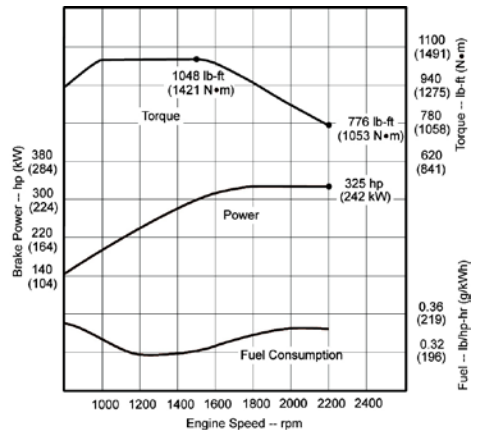


### General data

Model ..... 6090HF485  
Number of cylinders ..... 6  
Displacement - L (cu in) ..... 9 (549)  
Bore and Stroke-- mm (in) ..... 118.4  
x 136.0 (4.66 x 5.35)  
Compression Ratio ..... 16.0 : 1  
Engine Type ..... In-line, 4-Cycle  
Aspiration ..... Turbocharged and  
air-to-air aftercooled  
Length - mm (in) ..... 1208 (47.6)  
Width - mm (in) ..... 630 (24.8)  
Height-- mm (in) ..... 1113 (43.8)  
Weight, dry-- kg (lb) ..... 901 (1986)

Intermittent BHP is the power rating for variable speed and load applications where full power is required intermittently.  
Heavy duty - see application ratings/definitions, engine performance curves.  
Continuous BHP is the power rating for applications operating under a constant load and speed for long periods of time.  
Power output is within + or - 5% at standard SAE J 1995 and ISO 3046.

### Performance curve



### **Performance data**

Intermittent rated speed..... 242 kW (325 hp) @ 2200 rpm

Peak power..... 243 kW (326 hp) -  
@ 2200 rpm

Power bulge..... % 0% @ NA rpm -  
Peak torque..... 1421 N.m (1048 ft-lb)  
@ 1500 rpm

Torque rise..... % 35% @ 1500 rpm

### **Features and benefits**

4-Valve Cylinder Head

- The 4-valve cylinder head provides excellent airflow resulting in greater lowspeed torque and better transient response. New 4-valve U-flow head design

High-Pressure Common-Rail (HPCR) and Engine Control Unit (ECU)

- The HPCR fuel system provides variable common-rail pressure, multiple injections, and higher injection pressures, up to 1600 bar (23,000 psi). It also controls fuel injection timing and provides precise control for the start, duration, and end of the injection

Cooled Exhaust Gas Recirculation (EGR)

- EGR cools and mixes measured amounts of cooled exhaust gas with incoming fresh air to lower peak combustion temperatures, thereby reducing Nox

Variable Geometry Turbocharger (VGT)

- Varies exhaust pressure based on load and speed to insure proper EGR flow; greater low-speed torque, quicker transient response, higher peak torque, and best-in-class fuel economy.

Air-to-Air Aftercooled

- This is the most efficient method of cooling intake air to help reduce engine emissions while maintaining low-speed torque, transient response time, and peak torque. It enables an

engine to meet emissions regulations with better fuel economy and the lowest installed costs

### **Compact Size**

Horsepower/displacement ratio is best-in-class

- Lower installed cost Mounting points are the same as Tier 2/Stage II engine models

### **Engine Performance**

- Multiple rated speeds to further reduce noise and improve fuel economy
- New higher peak torque ratings
- Better transient response time
- Greater levels of low speed torque
- Higher levels of power bulge

### **John Deere Electronic Engine Controls**

- Electronic engine controls monitor critical engine functions, providing warning and/or shutdown to prevent costly engine repairs and eliminate the need for add-on governing components all lowering total installed costs. Snapshot diagnostic data that can be retrieved using commonly available diagnostic service tools
- Controls utilize new common wiring interface connector for vehicles or a available OEM instrumentation packages; new solid conduit and "T" connectors to reduce wiring stress and provide greater durability and improved appearance
- Factory-installed, engine mounted ECU or remote-mounted ECU comes with wiring harness and associated components. Industry-standard SAE J1939 interface communicates with other vehicle systems, eliminating redundant

sensors and reducing vehicle  
installed cost

vee fan drive; single-piece low  
friction piston; optional rear PTO;  
low pressure fuel system with "auto  
prime" feature; directed top-liner  
cooling

#### **Additional Features**

- Gear-driven auxiliary drives; 500  
hour oil change; self-adjusting poly

## **B. Spesifikasi Slurry Pump**

### **BG(H) Gravel Sand Slurry Pump**

Name : BG(H) Gravel Sand Slurry Pump  
Pump Type : Centrifugal  
Power : Motor/Diesel  
Discharge : 4-16 inch  
Capacity : 36-4320m<sup>3</sup>/h  
Head : 5-80m



#### **Product Description:**

Type BG(H) gravel pumps are designed for continuously handling the most difficult higher abrasive slurries which contain too big solids to be pumped by common pump. They are suitable for delivering slurries in Mining, Explosive sludge in metal melting, Dredging in dredger and course of rivers, and other fields. Type BGH pumps are of high head ones.

Construction of this pump is of single casing connected by means of clamp bands and wide wet passage. The wet parts are made of Ni-hard and high chromium abrasion-resistance alloys. The discharge direction of pump can be oriented in any direction of 360 degree. This type of pump possesses the advantages of easy installation and operation, good performance of NPSH and abrasion-resistance.

#### **Structure Drawing:**



**Main Part Number At The Drawing**

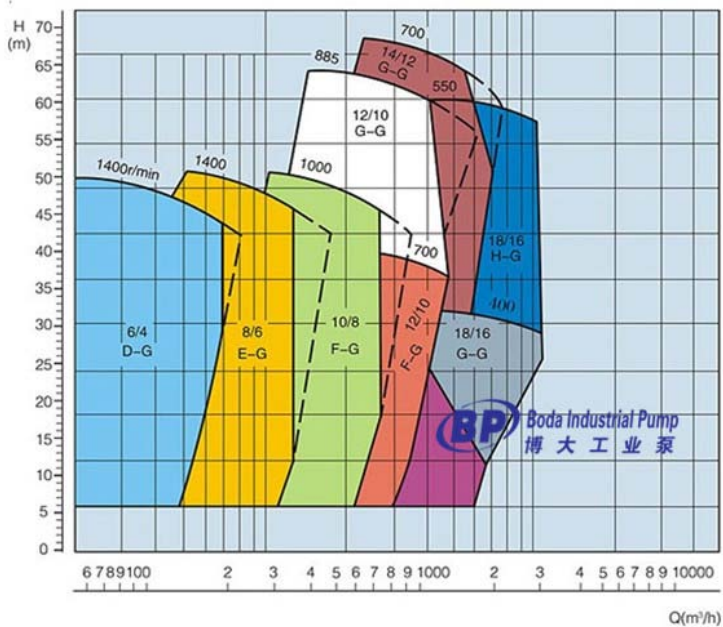
003 : Base  
005 : Bearing Assembly  
132 : Intake Joint  
Discharge Joint  
130 : Discharge Flange  
Intake Flange  
013 : Cover Plate

131 : Bowl  
137 : Impeller  
041 : Back Liner  
135 : Door Clamp Ring  
134 : Adapter Plate Clamp Ring  
124 : Volute Cover Seal

## Material of Construction

	Volute	Impellers	Base	Expeller	Expeller Ring	Shaft Sleeve	Seals
Standard	High Chrome Alloy	High Chrome Alloy	Cast Iron	Chrome Alloy or SG Iron	Chrome Alloy or SG Iron	SG Iron	Natural Rubber
Options	SG Iron	SG Iron	Mild Steel Fabricated	SG Iron	SG Iron	EN56C Ferrallium Hasteloy C Ceramic Stellite Chrome Oxide	Nordel Neoprene Viton Butyl EPDM

## Selection Chart:





**BG(H) Gravel Sand Slurry Pump Performance Table:**

Pump Model	Allowable Max. Power kw	Clear Water Performance						
		Capacity Q		Head	Speed	Max.Eff.	NPSH	Impeller
		m <sup>3</sup> /h	l/s	H(m)	n(r/min)	η%	(m)	Dia.
6/4D-BG	60	36 - 250	10 - 70	5 - 52	600-1400 58	58	2.5 - 3.5	378
8/6E-BG	120	126 - 576	35 - 160	6 - 45	800-1400 60	60	3 - 4.5	378
10/8S-BG	560	216 - 936	60 - 260	8 - 52	500-1000 65	65	3 - 7.5	533
10/8S-BGH	560	180 - 1440	50 - 400	24 - 80	500-950 72	72	2.5 - 5	711
12/10G-BG	600	360 - 1440	100 - 400	10 - 60	400-850 65	65	1.5 - 4.5	667
12/10G-BGH	600	288 - 2808	80 - 780	16 - 80	350-700 73	73	2. - 10	950
14/12G-BG	600	576 - 3024	160 - 840	8 - 70	300-700 68	68	2. - 8	864
16/14G-BG	600	720 - 3600	200 - 1000	18 - 44	300-500 70	70	3. - 9	1016
16/14TU-BGH	1200	324 - 3600	90 - 1000	26 - 70	300-500 72	72	3. - 6	1270
18/16TU-BG	1200	720 - 4320	200 - 1200	12 - 48	250-500 72	72	2.5 - 8	1067

Remark:

- 1.Quantity range recommended: $50\%Q' \leq Q \leq 110\%Q'$  (Q' Appropriate to capacity at highest efficiency point).
- 2..NPSH: appropriate to point Q recommended at highest speed.

❖ **Dimensionally Interchangeable with:**  
**BG(H) ≈Warman®G(H)**

THM series Slurry Pump Performance Chart								
Pump Type	Allowable Max. Power	Clear Water Performance						Impeller Dia.
		Capacity Q		Head H(m)	Speed n(r/min)	Max.Eff. η%	NPSH (m)	
		m³/h	l/s					
THM-1B	15	12.6-28.8	3.5-8	6-68	1200-3800	40	2-4	152
THM-1.5B	15	32.4-72	9-20	6-58	1200-3200	45	3.5-8	184
THM-2C	30	39.6-86.4	11-24	12-64	1300-2700	55	4-6	214
THM-3C	30							
THM-3D	60	86.4-198	24-55	9-52	1000-2200	71	4-6	245
THM-4D	60							
THM-4E	120	162-360	45-100	12-56	800-1550	65	5-8	365
THM-6E	120							
THM-6R	300	360-828	100-230	10-61	500-1140	72	2-9	510
THM-8ST	560	612-1368	170-380	11-61	400-850	71	4-10	686
THM-10ST	560	936-1980	260-550	7-68	300-800	82	6	762
THM-12ST	560	1260-2772	350-770	13-63	300-600	77	3-10	965
THM-14ST	1200	1368-3060	380-850	11-63	250-550	79	4-10	1067

Note:  
1-Quantity range recommended:50%Q'≤Q≤100%Q'(Q'Appropriate to capacity at highest efficiency point)  
2 NPSH:appropriate to point Q recommended at highest speed.

## **D. Spesifikasi Cutterhead**

### **Spesifikasi :**

<b>Diameter</b>	: Drum only: 14 in. (356 mm) With teeth: 21 in. (533 mm)
<b>Length</b>	: 106 in. (2,692mm) Replaceable hardened steel, serrated knife edged teeth on drum and both stationary bars on the shroud.
<b>Drive</b>	: Recessed dual hydraulic motor.
<b>Speed (variable)</b>	: 0 – 230 RPM @ 2,500psi
<b>Torque</b>	: 15,100 in-lbs. (1,706 N-m) @ 2,500psi
<b>Cutter Tip Force</b>	: 1,440 lbs. (6,405 N)



The new patent pending IMS Razor Tooth Weedmaster Cutterhead bolts directly to the IMS Model 5012 LP Versi-Dredge in place of the standard cutterhead. The change from the dredge cutterhead to the Razor Tooth Weedmaster Cutterhead takes around 45 minutes. This allows the customer to remove aquatic weeds without the purchase of expensive weed removal systems (which start around \$200,000 USD) or the use of environmentally toxic chemicals. The Weedmaster has been

designed to work in several types of aquatic plants including: floating vegetation such as hyacinths, submerged vegetation such as milfoil and hydrilla, and emergent / rooted vegetation such as cattails and reeds. The newly designed Razor Tooth Weedmaster Cutterhead with razor sharp reinforced serrated cutting teeth can cut through 9 ft (2.7m). tall reeds and even digest complex aquatic vegetation root systems to prevent re-growth.

The Razor Tooth Weedmaster unit mounts directly to the pump inlet door. It measures 9 ft (2.7m) wide and consists of a steel shroud and cutterbar with dual direct drive motors driving the cutter. The cutterbar is constructed of heavy wall tubing with reinforced double edged razor teeth designed exclusively by IMS. The shroud contains two rows of static cutter blades that clean the main cutterbar as it rotates.

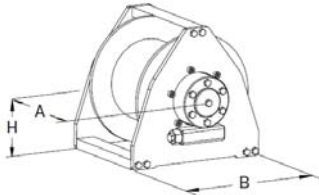
Most weed harvesters cut the weeds down to a max depth of 6 ft. (1.8m) and store them in a hopper which must be periodically emptied on shore. This requires unloading barges or pier / shore conveyors which increase labor and diesel fuel costs. The Weedmaster is much more efficient because it chops the weeds into 3-5 inch (76-127mm) pieces and pumps them to the shore, up to 1km.

## E. Spesifikasi Hydraulic Winch

**TN-series**  
**TME-series**  
**TMV-series**

Options:

- Grooved drum
- Pressure roller
- Load limiter
- Lower limit switch
- Marine paints



Things other people do better. We think we can build you good, excellent value for money, winch, almost regardless of its specification. For some types of winches however other people simply do a better job than we. The notable exceptions are hand winches, and very compact hydraulic crane winches. Located in one particular region in the north of Italy a small number of companies are in fierce competition to make the best and most competitive hydraulic crane winches world wide. We represent the smallest but most dedicated manufacturer (*TMA*) which has three different series of winches. The **TN** type is the most compact type. It has been a long time favourite of the pile driving business as an auxiliary winch for lifting piles and general light lifting work. Also for use on compact marine cranes or indeed on truck mounted cranes. If you are looking for a very compact winch with amazing performance for its size, this is it.

The heavy type **TME** covers what is effectively the middle field in the TMA programme, both in capacity as in weight. Swl's from 1,5 tonne to 7,5 tonne, combined with speeds of around 20 to 40 m/min. It is a competent performer for applications where a medium lifting capacity is required albeit not at the speed of the fast type but at a more competitive price. The fast type **TMV** covers a range of winches starting with a 3,5 tonne model, and ending with an impressive 16 tonne swl model. The speeds are between 40 and 60 m/min , but these are maximum speeds, and the winches can indeed run much slower for accurate lifting and lowering. These winches are not designed for compactness or lightness, in spite of the fact that there is a "heavy" type available, these are the fastest and biggest winches in the *TMA* line up.

CAPACITIES	WINCH	1 <sup>st</sup> layer			3 <sup>rd</sup> layer			Full	Oil		FEM
	TN..	W.L.L. kN	Speed m/min	Storage m	W.L.L. kN	Speed m/min	Storage m	Storage m / Lay	Pressure bar	Flow l/min	RATE
	TN 04	5	42	8	4,3	48	26	36 / 4	175	25	
	TN 07	8	38	13	6,9	44	41	74 / 5	165	30	
	TN 09	10	38	11	8,5	45	34	50 / 4	175	40	
	TN 14	15	43	13	12,8	50	42	59 / 4	190	50	L1-T5
	TN 18	20	34	11	16,8	40	38	53 / 4	200	50	
	⋮										⋮
	TN 51	57	27	22	47,7	33	72	101 / 4	205	100	

DIMENSIONS IN MM	WINCH	A	B	H <sub>Center</sub>	Drum Ø	Drum Length	Recomm Rope Ø	Weight ± kg
	TN..							
	TN 04	239	218	117	146	110	6	25
	TN 07	275	295	133	167	174	7	40
	TN 09	275	295	133	167	174	8	41
	TN 14	319	315	175	202	187	9	71
	TN 18	325	315	175	202	187	10	71
	⋮							⋮
	TN 51	570	630	292	353	360	18	296



## **F. Spesifikasi Hydraulic Pump**

### **Medium Duty Piston Pumps Manual Variable Displacement Pumps**



#### **Model 70160**

Pump Element ..... Piston  
Displacement ..... 0 - 20.3 cm<sup>3</sup>/r [1.24 in<sup>3</sup>/r]  
Flow @ Rated Speed & Pressure  
L/Min. [GPM] ..... 64,3 [17]  
Speed Input ..... 3600 RPM (Max.)  
Power Input @ 3200 RPM .. 26 kW [35 HP] (Max.)  
Operating Pressure - Bar [PSI]  
Continuous ..... 207 [3000] (Max.)  
Intermittent ..... 345 [5000] (Max.)  
Operating Temp. .... 107 °C [225 °F] (Max.)  
Mounting Flange ..... SAE 2-Bolt "A"

#### **Auxiliary Charge Pump**

Pump Element ..... Gerotor  
Displacement  
Single (Std.) ..... 6,9 [.42]  
Tandem (Std.) ..... 13,8 [.84] Tandem

#### **Controls**

Medium duty piston pumps may be used with Eaton's hydraulic remote and electronic proportional controls (see pages 18-19 for details).

## Heavy Duty Piston Pumps - Series 1

### Variable Displacement Pump



#### Model 33

Pump Element .....	Piston
Displacement .....	0 - 54,4 cm <sup>3</sup> /r [3.32 in <sup>3</sup> /r]
Flow @ Rated Speed & Pressure	
L/Min. [GPM] .....	233 [61.5]
Speed, Input .....	4510 RPM (Max.)
Torque, Input @ 241 Bar [3500 PSI]	
Nm [lb-in] .....	232 [2049]
Pressure Bar [PSI]	
Continuous .....	241 [3500] (Max.)
Intermittent .....	415 [6000] (Max.)

#### Auxiliary Charge Pumps

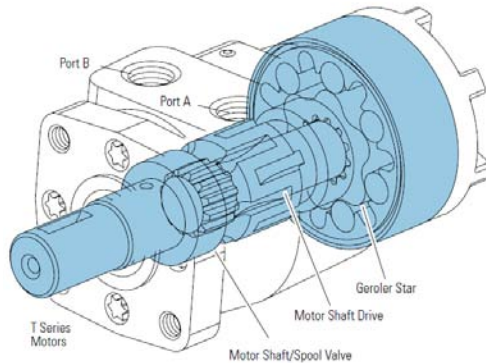
Pump Element .....	Gerotor
Displacements (4) .....	13,9 cm <sup>3</sup> /r [.85 in <sup>3</sup> /r]
	21,0 cm <sup>3</sup> /r [1.28 in <sup>3</sup> /r]
	27,9 cm <sup>3</sup> /r [1.70 in <sup>3</sup> /r]
	34,7 cm <sup>3</sup> /r [2.12 in <sup>3</sup> /r]
Output Flow @ Maximum Speed (Range)*	
L/Min. [GPM] .....	64,0 - 104,2 [16.9 - 27.5]
Input Power @ 15 Bar [220 PSI] & Max. Speed	
(Range) .....	1,62 - 2,64 kW
	[2.13 - 3.54 HP]
Operating Temp. ....	82°C [180°F] (Max.)

\*Theoretical values.

## **G. Spesifikasi Hydraulic Motor**

### **T Series (158-)**

#### **Highlights**



#### **Description**

The newest Geroler motor, the “T Series, features the latest innovations in Geroler technology. These innovations include optimized Geroler geometry with lower drive running angle for improved life and improved low speed performance. In addition, the improved housing and smaller diameter end cap results in increased envelope rigidity which improves efficiency under high pressure loads. All of these innovations come together to make the T Series motor the highest performing motor in its class.

#### **Specifications for T Series Motors**

- Geroler Element  
11 Displacements
- Flow l/min [GPM]  
55 [15] Continuous\*\*\*  
75 [20] Intermittent\*\*
- Speed  
Up to 1021 RPM
- Pressure bar [PSI]  
155 [2250] Cont.\*\*\*  
190 [2750] Inter.\*\*
- Torque Nm [lb-in]  
441 [3905] Cont.\*\*\*  
486 [4300] Inter.\*\*

\*\*\* Continuous— (Cont.) Continuous rating, motor may be run continuously at these ratings.

\*\* Intermittent— (Inter.) Intermittent operation, 10% of every minute.

#### **Features:**

- Constant clearance Geroler, geometry
- Optimized drive system with reduced running angle
- Three-pressure zone design (ability to reduce case pressure)
- Variety of displacements, shafts and mounts
- Special options to meet customer needs

#### **Benefits:**

- High efficiency
- Smooth low-speed operation

- Extended motor life (especially at low speed conditions)
- Design flexibility
- Ability to optimize designs for your application needs
- Extends leak-free Performance
- Food processing
- Railroad maintenance equipment
- Machine tools
- Conveyors
- Industrial sweepers and floor polishers
- Saw mill works
- Turf equipment
- Concrete and asphalt equipment
- Skid steer attachments
- Many more

#### Applications:

- Agricultural augers, harvesters, seeders
- Car wash brushes

#### Specifications

##### SPECIFICATION DATA – T MOTORS

Displ. cm <sup>3</sup> /r [in <sup>3</sup> /r]		36 [2.2]	49 [3.0]	66 [4.0]	80 [4.9]	102 [6.2]	131 [8.0]	157 [9.6]	195 [11.9]	244 [14.9]	306 [18.7]	370 [22.6]
Max. Speed (RPM) @ Continuous Flow		1021	906	849	694	550	426	355	287	229	183	152
Flow LPM [GPM]	Continuous	38 [10]	45 [12]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]	57 [15]
	Intermittent	38 [10]	57 [15]	68 [18]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]	76 [20]
Torque Nm [lb-in]	Continuous	76 [672]	105 [928]	138 [1222]	174 [1541]	219 [1936]	251 [2226]	297 [2628]	359 [3178]	410 [3633]	441 [3905]	430 [3811]
	Intermittent **	93 [824]	118 [1131]	168 [1488]	212 [1872]	264 [2339]	307 [2718]	359 [3178]	437 [3864]	485 [4290]	483 [4275]	486 [4300]
Pressure Δ Bar	Continuous*	155 [2250]	155 [2250]	155 [2250]	155 [2250]	155 [2250]	138 [2000]	138 [2000]	138 [2000]	127 [1850]	110 [1600]	90 [1300]
Δ PSI]	Intermittent**	190 [2750]	190 [2750]	190 [2750]	190 [2750]	190 [2750]	172 [2500]	172 [2500]	172 [2500]	155 [2250]	124 [1800]	103 [1500]

A simultaneous maximum torque and maximum speed NOT recommended.

#### Note:

To assure best motor life, run motor for approximately one hour at 30% of rated pressure before application to full load. Be sure motor is filled with fluid prior to any

load applications.

#### Maximum Inlet Pressure:

190 Bar [2750 PSI] without regard to Δ Bar [Δ PSI] and/or back pressure ratings or combination thereof. 6B splined or Tapered shafts are recommended whenever operation above 282 NM

[2500 lb in] of torque, especially for those applications subject to frequent reversals.

#### Δ Pressure:

The true Δ bar [Δ PSI] between inlet port and outlet port

#### Continuous Rating:

Motor may be run

continuously at these ratings

#### Intermittent Operation:

10% of every minute

#### Recommended Fluids:

Premium quality, anti-wear type hydraulic oil with a viscosity of not less than 70 SUS at operating temperature.



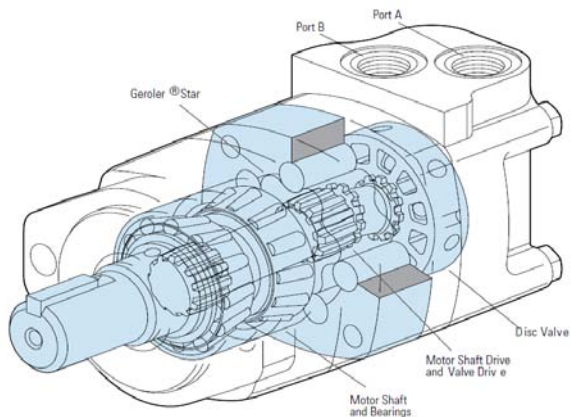
**Recommended System  
Operating  
Temp.:**

-34°C to 82°C [-  
30°F to  
180°F]

**Recommended Filtration:**  
per ISO  
Cleanliness

Code 4406,  
level 20/18/13

## **2000 Series**



### **Description**

The popular 2000 Series provides torque up to 7500 lb-in. This proven design is reliable and durable. Eaton has added options that make the motor more flexible to use in a wide variety of applications. The integral cross-over relief valve is the latest innovation in the 2000 series motors.

### **2000 Series**

- Geroler Element  
10 Displacements
  - Flow l/min [GPM]  
75 [20] Continuous\*\*  
115 [30] Intermittent\*
  - Speed RPM  
908 Cont.\*\*  
1042 Inter.\*
  - Pressure bar [PSI]  
200 [3000] Cont.\*\*  
300 [4500] Inter.\*
  - Torque Nm [lb-in]  
845 [7470] Cont.\*\*  
930 [8225] Inter.\*
- \*\* Continuous— (Cont.) Continuous rating, motor may be run continuously at these ratings.

\* Intermittent— (Inter.) Intermittent operation, 10% of every minute.

### **Features**

- Three zone design for longer life and true bi-directionality.
- Bearings that meet the highest standards of the industry
- Options to optimize performance in every application
- Integrated cross-over relief valve option

### **Benefits**

- Easy to design in a system
- Reliability and performance in tough application

- Compact design of the integrated cross-over relief valve option

- Harvesting Equipment
- Directional Boring any place pressure relief protection is optimal for system or motor performance and life
- Turf equipment

## Applications

- Skid Steer Attachments
  - Swing Motor
  - Brush Cutters & Mowers
- ## Specifications

**SPECIFICATION DATA – 2000 SERIES MOTORS**

Displ. cm <sup>3</sup> /r [in <sup>3</sup> /r]		80 [4.9]	90 [5.5]	100 [6.2]	130 [8.0]	160 [9.6]	195 [11.9]	245 [14.9]	305 [18.7]	395 [24.0]	490 [29.8]
Max. Speed Continuous (RPM)		908	836	742	576	477	385	308	246	191	153
	Intermittent	908	1042	924	720	713	577	462	365	287	230
® Flow											
Flow Continuous l/min [GPM]		75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]
	Intermittent	75 [20]	95 [25]	95 [25]	95 [25]	115 [30]	115 [30]	115 [30]	115 [30]	115 [30]	115 [30]
Torque* Nm [lb-in]		235 [2065]	265 [2326]	295 [2630]	385 [3420]	455 [4040]	540 [4780]	660 [5850]	765 [6750]	775 [6840]	845 [7470]
	Intermittent	345 [3035]	390 [3458]	445 [3950]	560 [4970]	570 [5040]	665 [5890]	820 [7250]	885 [7820]	925 [8170]	930 [8225]
Pressure Continuous Δ bar		205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	155 [2250]	120 [1750]
	Intermittent	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	260 [3750]	260 [3750]	260 [3750]	240 [3500]	170 [2750]	140 [2000]
Δ PSI	Peak	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	205 [3250]	170 [2500]
Weight kg [lb]	Standard or Wheel Mount	9.3 [20.5]	9.3 [20.5]	9.5 [21.0]	9.8 [21.5]	10.0 [22.0]	10.4 [23.0]	10.9 [24.0]	11.3 [25.0]	11.8 [26.0]	12.2 [27.0]
	Bearingless	7.3 [16.0]	7.3 [16.0]	7.5 [16.5]	7.7 [17.0]	7.9 [17.5]	8.4 [18.5]	8.8 [18.5]	9.3 [20.5]	9.8 [21.5]	10.2 [22.5]

Maximum Case Pressure: See case pressure seal limitation graph.

\*See shaft torque ratings for limitations.

## Note:

To assure best motor life, run motor for approximately one hour at 30% of rated pressure before application to full load. Be sure motor is filled with fluid prior to any load applications.

## Intermittent Operation:

10% of every minute

## Peak Operation:

1% of every minute

## Maximum Inlet Pressure:

310 bar [4500 PSI]

Do not exceed Δ pressure rating (see chart above).

## Maximum Return Pressure:

310 bar [4500 PSI] with case drain line installed.

Do not exceed Δ pressure rating (see chart above).

## Δ bar [Δ PSI] :

The true pressure difference between inlet port and outlet port

## Recommended Fluids:

Premium quality, anti wear type hydraulic oil with a viscosity of not less than 70 SUS at operating temperature.

## Recommended System

### Operating Temp.:

-34°C to 82°C [-30°F to 180°F]

## Recommended Filtration:

per ISO Cleanliness Code, 4406: 20/18/13

## Continuous Rating:

Motor may be run continuously at these ratings

## BIODATA PENULIS



Andri Prasetyo Hermawan lahir di Lamongan 26 Februari 1990. Anak kedua dari tiga bersaudara. Semasa kecil penulis menempuh pendidikan Sekolah Dasar di SDN Tlogoanyar Lamongan, kemudian dilanjutkan di SMPN 2 Lamongan. Menyelesaikan masa studi di SMAN 1 Lamongan, merupakan sekolah yang selalu diingat karena kenang-kenangan menyenangkan dan tak terlupakan.

Selepas SMA, pada tahun 2008 ia melanjutkan studi DIII di Teknik Bangunan Kapal di PPNS. Selama disana ia aktif dalam berorganisasi, salah satunya pernah menjabat sebagai staf Dept. Sosial Masyarakat di Lembaga Mahasiswa TBK. Selain itu ia juga aktif sebagai staf di Unit Kegiatan Mahasiswa Watercraft Studies Centre (WSC).

Awal tahun 2011 ia lulus dan melanjutkan karir sebagai Assistance Quality Control di PT. Spektra Megah Semesta di Surabaya hingga 2012. Dengan semangat untuk belajar yang tidak mudah menyerah, pada pertengahan tahun 2011 ia memutuskan untuk melanjutkan studi ke jenjang yang lebih tinggi. Dengan berbagai pertimbangan dan tekad yang kuat ia melanjutkan studi Strata I (S-1) Teknik Sistem

Perkapalan di Fakultas Teknologi Kelautan-Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Sambil melanjutkan aktivitasnya sebagai mahasiswa di kampus, ia juga aktif bekerja sebagai engineer Quality di proyek perusahaan PT. Alstom Power ESI di Surabaya. Kesempatan untuk mencari ilmu dilapangan pun tidak disia-siakan untuk melengkapi pengetahuannya di bangku kuliah saat itu terutama pengalaman baru mengenai pembuatan Boiler terutama instalasi pengelasan pipa, proses testing material, proses pekerjaan blasting dan painting ditempatnya bekerja. Setelah satu tahun lebih bekerja, ia memutuskan untuk mengakhiri karirnya karena memilih untuk fokus terhadap ujian gambar Desain 4 dan menyelesaikan Tugas Akhirnya.